

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Obor: Výrobní systémy

Zaměření: Pružné výrobní systémy pro strojírenskou výrobu

KONSTRUKCE SPODNÍHO SUPORTU CNC SOUSTRUŽNICKÉHO CENTRA TT75

DESIGN OF BOTTOM SLIDE REST FOR A CNC TURNING CENTERE TT75

KVS - VS - 218

Ondřej Láf

Vedoucí práce: Prof. Ing. Přemysl Pokorný, CSc

Počet stran: 93

Počet příloh: 2

Počet obrázků: 42

Počet tabulek: 9

Počet jiných příloh: 1 CD

V Liberci 24.5.2010

**TÉMA: KONSTRUKCE SPODNÍHO SUPORTU CNC
SOUSTRUŽNICKÉHO CENTRA TT75**

ANOTACE:

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem spodního suportu s nástrojovou hlavou pro multifunkční obráběcí centrum TT75 společnosti TOS a.s. Rozebírá přínosy a možnosti využití spodních suportů na obráběcích strojích. Zkoumá nasazení spodních suportů s nástrojovou hlavou u konkurenčních strojů a vytváří přehled o nástrojových hlavách vhodných pro spodní suport.

**THEME: DESIGN OF BOTTOM SLIDE REST FOR A CNC TURNING
CENTER TT75**

ANNOTATION:

This thesis deals with design concept of a bottom slide rest with tool turret for machining centre TT75 of company TOS a.s. It investigates advantages and possibilities of machines with bottom slide rest. It focuses on possibilities of use the bottom slide rest with toll turret on competitive machines and generate chart of tool turret suitable for bottom slide rest.

Klíčová slova: Obráběcí centrum, suport, nástrojová hlava, lineární vedení, kuličkový šroub, pohon.

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů

Dokončeno: 2011

Archivní označení zprávy:

Počet stran: 93

Počet příloh: 2

Počet obrázků: 42

Počet tabulek: 9

Počet jiných příloh: 1 CD

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že **souhlasím** s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užití své bakalářské práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

V Liberci: 24.5.2011

.....

Podpis

Místopřísežné prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Liberci: 24.5.2011

.....

Podpis

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval Prof. Ing. Přemyslu Pokornému, CSc za vedení mé diplomové práce a za věcné připomínky k tématu. Zejména bych pak rád poděkoval ing. Zdeňku Brychtovi za odborné konsultace, poskytnuté podklady a čas strávený nad prací. Dále bych rád poděkoval Prof. Ing. Janu Skalloví, CSc za konsultace při výpočtech pohonů.

V neposlední řadě bych rád poděkoval rodičům za podporu v celém průběhu studia.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů.....	11
1 Úvod	15
2 Představení multifunkčního soustružnického centra TT75	16
2.1 Představení firmy TOS, a.s.	16
2.2 Cíle vývoje	16
2.3 Specifikace stroje	18
2.4 Označení řízených souřadných os a os otáčení	19
2.4.1 Základní provedení stroje.....	20
2.4.2 Jiné provedení stroje.....	20
2.5 Základní přehled parametrů stroje	21
3 Spodní suport a jeho přínos	22
3.1 Technické možnosti spodního suportu.....	22
3.1.1 Spodní suport s podpěrnou lunetou	22
3.1.2 Spodní suport s nástrojovou hlavou	23
4 Konkurenční studie.....	25
4.1 Rozbor konkurence	25
4.2 Vyhodnocení konkurenční studie.....	27
5 Nástrojové hlavy pro spodní suport.....	30
5.1 Revolverové hlavy	30
5.1.1 Revolverové hlavy s horizontální osou otáčení.....	30
5.1.2 Revolverové hlavy s vertikální osou otáčení.....	31
5.2 Přehled výrobců a jejich nabídka	31
5.3 Nástrojové držáky a adaptéry	34
5.4 Vyhodnocení nabídky nástrojových hlav	35

5.5	Volba nástrojové hlavy	35
6	Konstrukční studie spodního suportu s nástrojovou hlavou.....	36
6.1	Požadavky na konstrukci spodního suportu.....	36
6.2	Postup konstrukční studie spodního suportu.....	36
6.2.1	Spodní saně spodního suportu.....	37
6.2.2	Horní saně spodního suportu.....	37
6.2.3	Posuvové šrouby.....	37
6.2.4	Lineární vedení.....	38
6.2.5	Pohony.....	38
6.2.6	Odměřování polohy řízených os.....	39
6.2.7	Krytování.....	40
6.2.8	Výběr velikosti nástrojové hlavy.....	40
6.3	Vyhodnocení konstrukční studie.....	41
7	Výpočet lineárního vedení.....	43
7.1	Parametry spodního suportu.....	43
7.2	Rozměry lineárního vedení	44
7.3	Stanovení tíhových sil	44
7.4	Výpočet lineárního vedení osy X3	46
7.4.1	Souřadnice působišť sil	46
7.4.2	Výpočet zatížení vozíků vedení osy X3 silou F_{1x}	47
7.4.3	Výpočet zatížení vozíků vedení osy X3 silou F_{1y}	50
7.4.4	Výpočet zatížení vozíků vedení osy X3 silou F_{1z}	53
7.4.5	Výpočet ekvivalentních sil na vedení osy X3	56
7.5	Výpočet lineárního vedení osy Z3	57
7.5.1	Výpočet ekvivalentních sil na vedení osy Z3.....	57
8	Výpočet a kontrola kuličkových šroubů.....	58

8.1	Výpočet a kontrola kuličkového šroubu osy X3	58
8.1.1	Výpočet sil zatěžujících kuličkový šroub osy X3	59
8.1.2	Maximální dovolené axiální zatížení	60
8.1.3	Kontrola šroubu na vzpěr	60
8.1.4	Maximální dovolené otáčky	61
8.1.5	Celková tuhost posuvu	61
8.1.6	Vlastní frekvence posuvu	63
8.1.7	Ztráta pohybu	63
8.2	Kontrola kuličkového šroubu osy Z3	63
9	Výpočet a kontrola motorů	64
9.1	Výpočet a kontrola motoru pro osu X3	65
9.1.1	Převod mezi motorem a šroubem osy X3	65
9.1.2	Momenty setrvačnosti	65
9.1.3	Celkový třecí moment šroubu a jeho uložení.....	66
9.1.4	Klidový moment.....	67
9.1.5	Maximální statický pracovní moment.....	68
9.1.6	Určení parametrů motoru	68
9.1.7	Volba velikosti motoru.....	70
9.1.8	Kontrola zvoleného motoru.....	71
9.1.9	Návrh ozubeného řemenu.....	72
9.2	Kontrola motoru osy Z3	73
9.2.1	Momenty setrvačnosti	74
9.2.2	Celkový třecí moment šroubu a jeho uložení.....	75
9.2.3	Klidový moment.....	76
9.2.4	Maximální statický pracovní moment.....	76
9.2.5	Maximální dynamické momenty.....	77

10 Konstrukce spodního suportu s nástrojovou hlavou.....	78
10.1 Popis konstrukce spodního suportu.....	78
10.1.1 Spodní saně spodního suportu.....	82
10.1.2 Horní saně spodního suportu.....	82
10.1.3 Pohony.....	84
10.1.4 Krytování.....	84
10.1.5 Odměřování.....	85
10.2 Zhodnocení konstrukčního návrhu spodního suportu.....	86
11 Závěr.....	87
Seznam použité literatury.....	88
Seznam příloh	90

Seznam zkratek a symbolů

a_r	[mm]	zrychlení rychloposuvu
a_p	[mm]	pracovní zrychlení
a_{x_3}	[mm]	rozestup vozíků lineárního vedení osy X3
a_{z_3}	[mm]	rozestup vozíků lineárního vedení osy Z3
b_{ri}	[mm]	šířka řemenice
B	[mm]	šířka ložiska
c_{x_3}	[mm]	rozchod kolejnic lineárního vedení osy X3
c_{z_3}	[mm]	rozchod kolejnic lineárního vedení osy Z3
c_{krut}	[$\mu\text{m} \cdot \text{N}^{-1}$]	poddajnost kuličkového šroubu v krutu
c_{tah}	[$\mu\text{m} \cdot \text{N}^{-1}$]	poddajnost kuličkového šroubu v tahu/tlaku
c_{max}	[$\mu\text{m} \cdot \text{N}^{-1}$]	maximální celková poddajnost kuličkového šroubu
C	[N]	maximální dynamická únosnost vedení
C_0	[N]	maximální statická únosnost vedení
C_a	[N]	maximální dynamická únosnost kuličkového šroubu
d	[mm]	vnitřní průměr ložiska
D	[mm]	vnější průměr ložiska
d_0	[mm]	jmenovitý průměr kuličkového šroubu
d_2	[mm]	malý průměr závitu kuličkového šroubu
d_{ri}	[mm]	průměr řemenice
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti
f_u	[-]	koefficient způsobu uložení šroubu (kontrola na vzpěr)
f_v	[-]	součinitel tření vedení
F_{1x}	[N]	řezná síla v ose X
F_{1y}	[N]	řezná síla v ose Y

F_{1z}	[N]	řezná síla v ose Z
$F_{a \max}$	[N]	maximální axiální zatížení
$F_{a \text{ zat}}$	[N]	dovolené axiální zatížení
F_d	[N]	dynamická síla
F_G	[N]	tíhová síla nevývažku
F_{Pv}	[N]	síla předpětí vozíku lineárního vedení
F_{Pm}	[N]	síla předpětí matice
F_r	[N]	maximální řezná síla
F_T	[N]	třecí síla od lineárního vedení
F_{Ei}	[N]	ekvivalentní síla působící na lineární vedení
F_x, F_y, F_z	[N]	složky celkové zatěžující síly na lineární vedení
F_y	[N]	reakce od zatěžujících sil na jednotlivé vozíky lineární vedení v ose Y
F_z	[N]	reakce od zatěžujících sil na jednotlivé vozíky lineární vedení v ose Z
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
G	[Pa]	modul pružnosti ve smyku
G_i	[N]	tíha tělesa
G_{ix}	[N]	složka tíhové síly v ose X
G_{iy}	[N]	složka tíhové síly v ose Y
i	[-]	počet nosných závitů
i_v	[-]	počet vozíků lineárního vedení
J_s	[kg.m ²]	moment setrvačnosti šroubu
J_z	[kg.m ²]	moment setrvačnosti zátěže
J_{ri}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti řemenice
$J_{sc \text{ red}}$	[kg.m ²]	celkový moment setrvačnosti na šroub
$J_{m \text{ red}}$	[kg.m ²]	moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru

J_{mc}	$[\text{kg.m}^2]$	celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru
J_m	$[\text{kg.m}^2]$	moment setrvačnosti motoru
J_{sp}	$[\text{kg.m}^2]$	moment setrvačnosti spojky
f	$[-]$	součinitel bezpečnosti
f_0	$[\text{Hz}]$	vlastní frekvence
k_1	$[\text{N.}\mu\text{m}^{-1}]$	tuhost šroubu
k_2	$[\text{N.}\mu\text{m}^{-1}]$	tuhost matice
k_3	$[\text{N.}\mu\text{m}^{-1}]$	tuhost ložisek
k_c	$[\text{N.}\mu\text{m}^{-1}]$	celková tuhost
K_{ms}	$[-]$	převodové číslo motor-šroub
L_8	$[\text{mm}]$	délka kuličkového šroubu mezi uložení
L_s	$[\text{mm}]$	celková délka kuličkového šroubu
m_i	$[\text{kg}]$	hmotnost dílců
m_z	$[\text{kg}]$	hmotnost zátěže
M_x, M_y, M_z	$[\text{Nm}]$	složky celkového momentu zatěžujícího lineární vedení
M_{0x}	$[\text{Nm}]$	maximální moment k ose X lineárního vedení
M_{0y}	$[\text{Nm}]$	maximální moment k ose Y lineárního vedení
M_{0z}	$[\text{Nm}]$	maximální moment k ose Z lineárního vedení
M_{0s}	$[\text{Nm}]$	klidový moment
$M_{dpm \max}$	$[\text{Nm}]$	maximální dynamický moment motoru při prac. posuvech
$M_{dpr \max}$	$[\text{Nm}]$	maximální dynamický moment motoru při rychloposuvech
M_{ps}	$[\text{Nm}]$	maximální statický pracovní moment
M_{gs}	$[\text{Nm}]$	moment nevývažku
M_{ps}	$[\text{Nm}]$	maximální statický pracovní moment
M_{trv}	$[\text{Nm}]$	trvalý moment
M_{Tl}	$[\text{Nm}]$	třecí moment ložiska

M_{Tm}	[Nm]	třecí moment předeprnuté matice
M_{Tv}	[Nm]	třecí moment vedení
M_{Tsc}	[Nm]	celkový třecí moment šroubu a jeho uložení
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální dovolené otáčky
n_{kr}	[min ⁻¹]	kritické otáčky
P	[mm]	stoupání šroubu
v_r	[m.min ⁻¹]	rychlost rychloposuvu
v_t	[μm]	ztráta pohybu
x_{F1}, y_{F1}, z_{F1}	[mm]	souřadnice působíště řezných sil na lineární vedení
x_{Gi}, y_{Gi}, z_{Gi}	[mm]	souřadnice působíště tíhových sil na lineární vedení
α	[°]	úhel sklonu suportu
ε_p	[rad.s ⁻²]	úhlové pracovní zrychlení
ε_r	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení rychloposuvu
λ	[-]	koeficient způsobu uložení šroubu (kontrola otáček)
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota materiálu
CAD		počítačová podpora konstruování (Computer Aided Design)
CNC		číslicové řízení počítačem (Computerized Numerical Control)
MKP		metoda konečných prvků

1 Úvod

Zvyšování produktivity výroby a zároveň snižování nákladů je dnes, v době vyrovnané konkurence, cílem každého výrobního podniku. V tom není výjimkou ani odvětví obrábění kovů. Proto je snahou výrobců obráběcích strojů nabízet zákazníkům produkty, které umožní produktivitu procesu obrábění zvyšovat.

Všichni výrobci obráběcích strojů v dnešní době nabízejí ve svých výrobních řadách produkty s vysokou podporou CNC řízení, na vysokém stupni automatizace a integrací výrobních procesů. To vše vysokou měrou ke zvýšení produktivity přispívá. Dalším prostředkem ke zvýšení produktivity je co nejvyšší využití kapacit stroje. Toho je možno dosáhnout vybavením stroje technologickými, podpůrnými prvky a dalším speciálním vybavením. Těmito prvky mohou být například měřicí a seřizovací přístroje, pomocné suporty, automatická výměna nástrojů či obrobků.

Cílem této práce je konstrukční návrh spodního suportu s nástrojovou hlavou pro multifunkční obráběcí centrum TT75 společnosti TOS a.s. a vytvoření 3D modelu tohoto suportu. Návrh a dimenze lineárního vedení, kuličkových šroubů a servomotorů. Spodní suport s nástrojovou hlavou bude vyplňovat místo v modulární struktuře tohoto stroje.

V úvodu práce jsou rozebrány přínosy a technologické možnosti spodního suportu, respektive spodního suportu s nástrojovou hlavou. Je proveden rozbor konkurenčních strojů podobné koncepce z hlediska používání spodních suportů s nástrojovou hlavou. Dále je proveden rozbor nástrojových hlav vhodných pro nasazení na spodním suportu a jejich nabídka na trhu. Je projedena konstrukční studie, jejímž cílem je výběr vhodné nástrojové hlavy a dalších komponentů.

2 Představení multifunkčního soustružnického centra TT75

V roce 2006 začala společnost TOS, a.s. s vývojem ucelené řady multifunkčního obráběcího centra těžké kategorie Tos Turn 75 (dále jen TT75). K vývoji tohoto stroje bylo přistoupeno hned z několika důvodů. K hlavním z nich patří sledování vývojových trendů ve výrobě strojírenských firem a tím uspokojení budoucích potřeb zákazníka. Doplnění výrobní řady soustruhů o multifunkční centrum, v návaznosti na stále častější vyšší nároky zákazníků na parametry strojů, tak aby vyráběný sortiment obsáhl maximální rozsah technologií obrábění při co nejvyšších parametrech. Dalším důvodem byla možnost realizace kompletních technologických operací ve spojení multifunkčního soustružnického centra a přesných hrotových brusek vlastní výroby.



Obr. 1 Multifunkční obráběcí centrum TT75/2000 MULTI

2.1 Představení firmy TOS, a.s.

Firma TOS, a.s. navazuje na více jak 150 let starou tradici výroby obráběcích strojů, zahájenou panem Jocklem, Kameníčkem, Podhajským a Volmanem. Firma vznikla v roce 2004 sloučením dvou předních českých výrobců obráběcích strojů. Pražské společnosti CETOS, a.s, zabývající se výrobou hrotových a bezhrotých CNC brusek a společnosti TOS Čelákovice, a.s., která se zabývá výrobou soustruhů a ozubárenských strojů.

2.2 Cíle vývoje

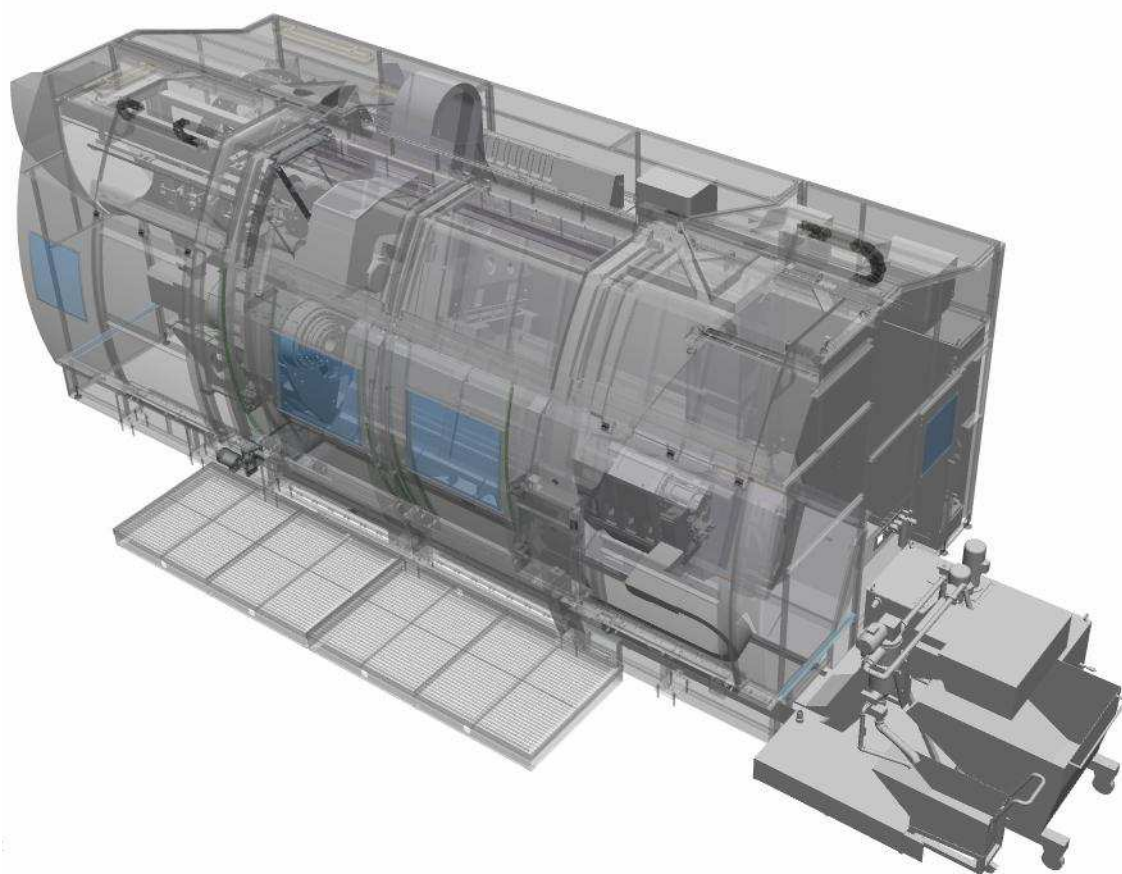
Cílem vývoje bylo vytvořit rozsáhlou funkční stavebnici, která by umožňovala stavbu stroje s konfigurací dle specifického přání zákazníka. Stavebnice by měla

umožňovat různé konfigurace pracovního prostoru pro délky obrobků 2 až 6 metrů v kombinaci s multifunkční nástrojovou hlavou, se zásobníkem nástrojů, automatickou výměnou nástrojů, výměnou dlouhých vyvrtávacích tyčí a různými modifikacemi spodního suportu. Zároveň byla snaha vytvořit robustní stroj s vysokou tuhostí v nástrojové části, který bude odolný proti nežádoucím vlivům vibrací s vysokou přesností polohování a samotného procesu obrábění.

Dalším cílem byla snaha o maximální propojení stroje s nejmodernější technikou CNC řízení s podporou diagnostiky.

Při vývoji nebyla opomenuta ani snaha o vytvoření moderního designu stroje a pracoviště, které bude vyhovovat bezpečnostním i ergonomickým požadavkům dnešní doby a bude snadné na údržbu.

V roce 2008 byl postaven první prototyp tohoto stroje s označením TT75/2000 MULTI (viz obr. 1, 2) s diskovým zásobníkem na 80 nástrojů, multifunkční obráběcí hlavou a opěrným koníkem.



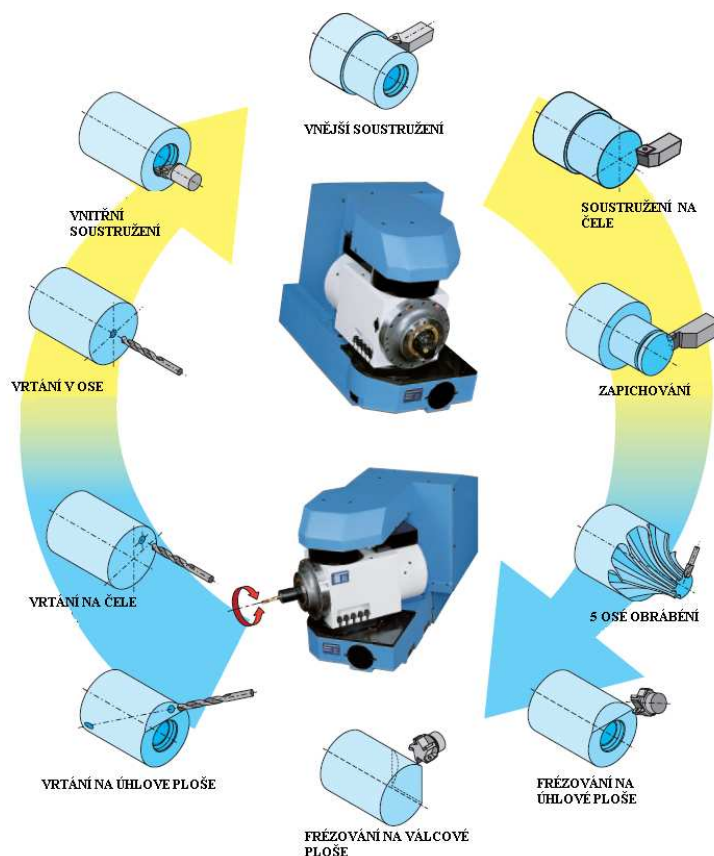
Obr. 2 Multifunkční obráběcí centrum TT75/2000 MULTI

2.3 Specifikace stroje

Multifunkční soustružnické centrum TT75 je produkční stroj pro plně automatické (poloautomatické) obrábění hřídelových i přírubových součástí v optimálním obráběném čase s velmi vysokou přesností. Stroj TT75 se vyznačuje možností použití nejmodernějších nástrojů v oblasti soustružení, frézování a dalších technologických operací (viz obr. 3), které jsou postaveny na vysoké podpoře CNC systému už od samého upínání obrobku do tohoto stroje.

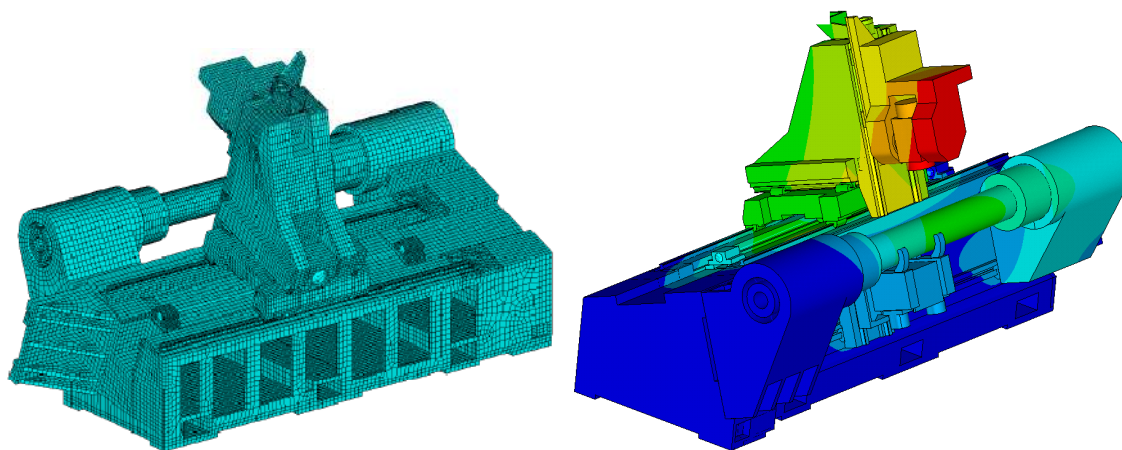
Složité konstrukční uzly jsou řešeny nejmodernějšími výpočetními metodami, které zachycující co nejrealističtěji prostředí obrábění. Robustní lože zajišťuje vysokou tuhost stroje potřebnou pro přesné obrábění i pro silové obrábění ve dvou vřetenech a nezávislých suportech.

Hlavní suport je umístěn nad obrobkem, další pomocné suporty mohou být umístěny nad i pod obrobkem. Při konstrukci a optimalizaci modulární koncepce tohoto stroje vycházela firma z dlouholetých zkušeností s výrobou obráběcích strojů. Stroj svojí konstrukcí odpovídá současnému stavu techniky, provedení stroje splňuje podmínky prohlášení CE.



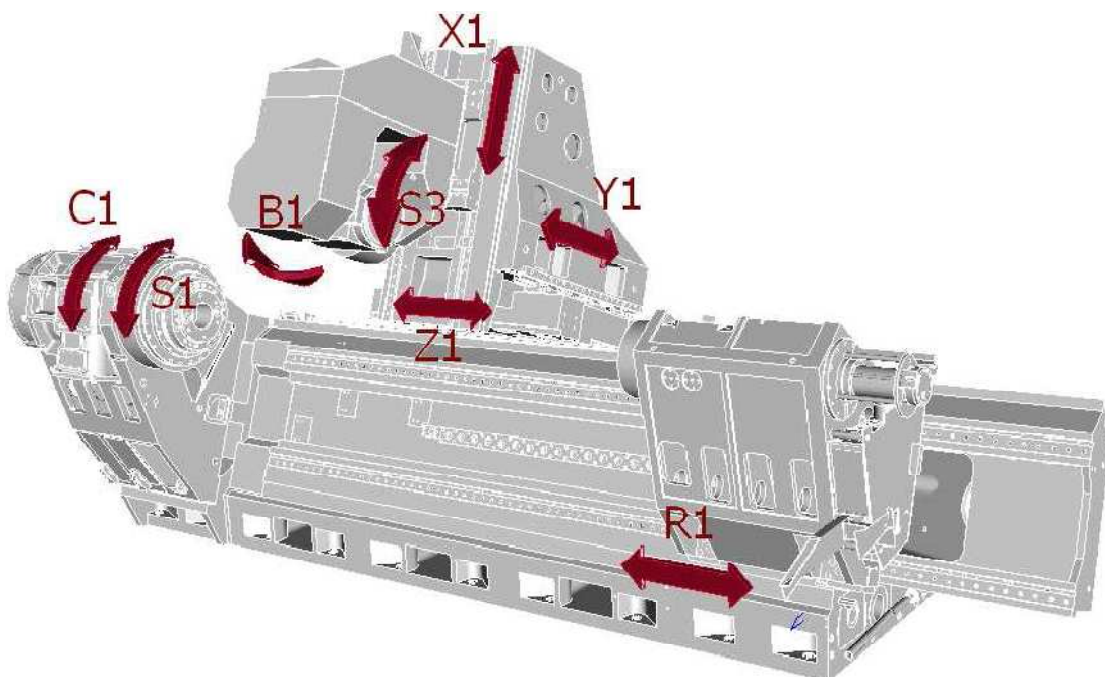
Obr. 3 Možnosti technologických operací na stroji TT75

Konstrukční vývoj stroje byl realizován s využitím 3D CAD konstrukčního systému Pro/Engineer. Při vývoji výrobku byly provedeny statické a dynamické výpočty hlavních konstrukčních skupin, které byly dále optimalizovány na základě zkoušek, pro dosažení optimální tuhosti, vlastních frekvencí, tvaru kmitů a velikosti deformací. K optimalizaci konstrukce stroje byla využita metoda MKP (viz obr. 4).



Obr. 4 Využití metody MKP při konstrukci stroje TT75

2.4 Označení řízených souřadných os a os otáčení



Obr. 5 Nomenklatura řízených os a os otáčení základního stroje

2.4.1 Základní provedení stroje

Osy s polohovou nebo polohovou a rychlostní vazbou:

- Osa **X1** příčný posuv horního suportu
- Osa **Z1** podélný posuv levého horního suportu
- Osa **Y1** příčný posuv nástrojového sloupu
- Osa **R1** podélný posuv koníku
- Osa **B1** úhlové nastavení nástrojové hlavy
- Osa **C1** přesné polohování vřetena levého vřeteníku

Osy s rychlostní vazbou:

- Osa **S1** pohon vřetena levého vřeteníku
- Osa **S3** pohon vřetena nástrojové hlavy

2.4.2 Jiné provedení stroje

Osy s polohovou nebo polohovou a rychlostní vazbou:

- Osa **W1** podélný posuv pravého vřeteníku
- Osa **C2** přesné polohování vřetena pravého vřeteníku
- Osa **D** otáčení zásobníku pro automatickou výměnu nástrojů
- Osa **E** otáčení ramene výměny nástrojů pro automatickou výměnu nástrojů
- Osa **Z7** podélný posuv ramene výměny nástrojů pro automatickou výměnu nástrojů
- Osa **Z3** podélný posuv spodního suportu
- Osa **X2** příčný posuv vrtacího suportu
- Osa **X3** příčný posuv vrtacího suportu

Osy s rychlostní vazbou:

- Osa **S2** pohon vřetena pravého vřeteníku
- Osa **Q19** bezpečnostní odskok

2.5 Základní přehled parametrů stroje

Pracovní prostor stroje	
Maximální průměr obrobku nad ložem	1000 mm
Maximální průměr soustružení	750 mm
Vzdálenost mezi hroty	2000 / 3000 / 4000 / 5000 / 6000 mm
Maximální hmotnost obrobku (při oboustranném upnutí)	3000 kg (4500 kg)
Hlavní vřeteno	
Zakončení vřetene	A2-15
Vrtání	128 mm
Rozsah otáček	0,5 - 2500 min ⁻¹
Výkon hlavního motoru (S1)	71 kW
Nástrojová hlava	
Výkon nástrojového vřetena	29,3 kW
Maximální otáčky nástrojového vřetena	6500 min ⁻¹
Nástrojový systém	Capto C6 / C8, HSK 80
Úhel natočení osy B	± 102,5°
Indexace osy B	po 5°
Koník	
Zdvih pinoly	180 mm
Průměr pinoly	220 mm
Kužel dutiny pinoly	1:20 (Ø 120mm)
Přítlačná síla pinoly	25000 - 48000 N

Tab. 1 Základní technické parametry stroje TT75

3 Spodní suport a jeho přínos

Suport je část obráběcího stroje, která slouží jako spojovací článek mezi nástrojem či jiným technologickým nebo podpůrným prvkem a ložem. Skládá se ze soustavy saní, které umožňují nastavení například nástroje do požadované polohy vzhledem k obrobku a jeho pohyb v určeném směru a smyslu při obrábění.[1]

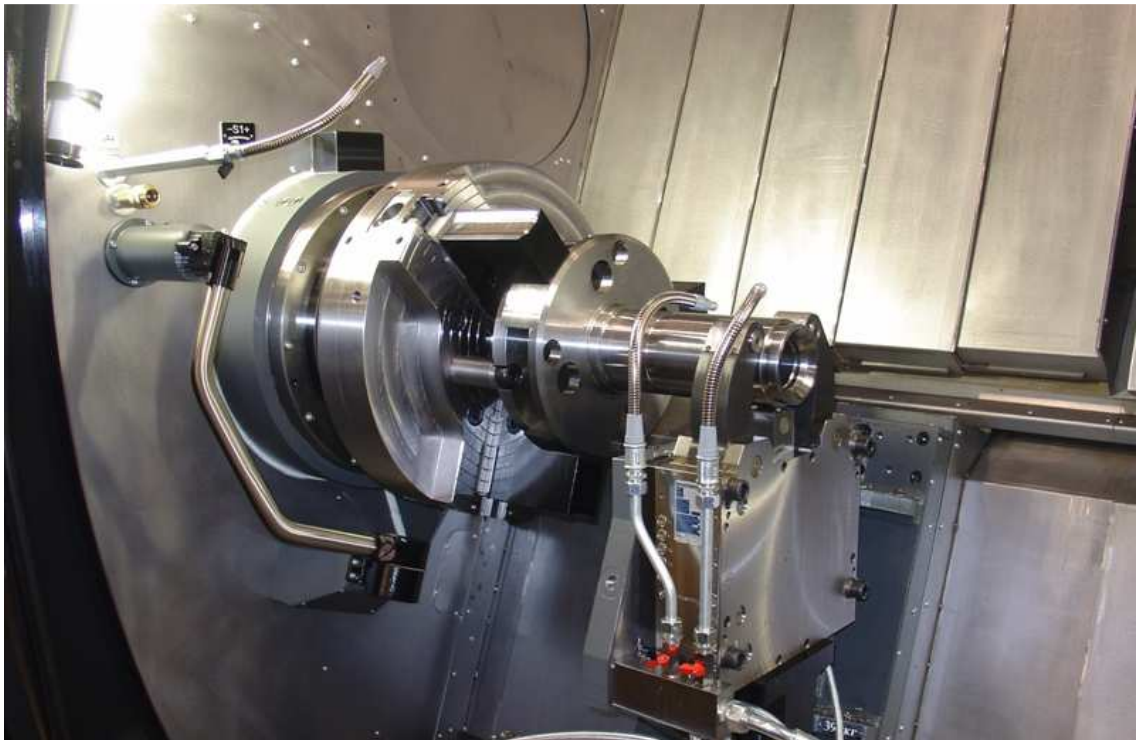
Osazením obráběcího stroje spodním suportem je možno získat další možnosti pro dovybavení stroje technologickými a podpůrnými prvky. Přispěje se tím k urychlení a zkvalitnění výrobních procesů, a tím zároveň ke snížení nákladů na výrobu. Zvýší se přesnost a produktivita výroby bez toho, aby se musely vynakládat další investice do strojního vybavení, personálu a dílenských prostor.

3.1 Technické možnosti spodního suportu

Spodní suport může být osazen pomocnou nástrojovou hlavou, podpěrnými lunetami, opěrným koníkem, protivřeteníkem nebo dalším speciálním podpůrným či technologickým zařízením.

3.1.1 Spodní suport s podpěrnou lunetou

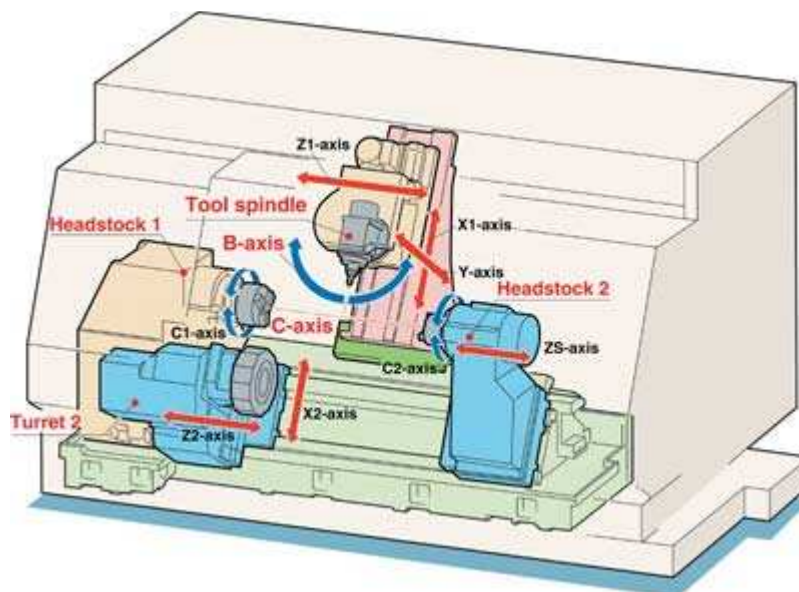
Spodní suport osazený podpěrnou lunetou či více podpěrnými lunetami má za úkol podepírat rotační obrobky o větších délkách, zamezit tím jejich průhybu a následné nepřesnosti výsledných rozměrů a geometrických tolerancí. Podpěrná luneta se používá u obrobků se štíhlostním poměrem $L/D > 10$ upnutých mezi hroty nebo místo koníku při obrábění dutin či čel obrobku. Dále se používá k podepření dlouhých štíhlých obrobků v blízkosti nástroje v řezu.[1]



Obr. 6 Ukázka podepření obrobku pomocí lunetového suportu s jednou lunetou

3.1.2 Spodní suport s nástrojovou hlavou

Osazením spodního suportu pomocnou nástrojovou hlavou je možno získat výraznou podporu při technologických operacích a až zdvojnásobení výrobního výkonu stroje.



Obr. 7 Ukázka stroje se spodním suportem osazeným nástrojovou hlavou

Spodní suport s pomocnou nástrojovou hlavou umožňuje současné obrábění nástrojem v horní i spodní nástrojové hlavě, díky čemuž můžeme například odebírat dvě vrstvy materiálu současně (viz obr. 8) nebo současně obrábět dvě různé plochy na jednom obrobku. Pokud je stroj osazen dvěma plnohodnotnými vřeteníky, jedním pevným a druhým posuvným, můžeme obrábět dva obrobky zároveň. To se uplatní především při kompletním obrábění přírubových součástí ze všech šesti stran, kdy se nejprve obrobek obrobí z jedné strany v pevném vřeteníku například pomocí spodní nástrojové hlavy. Následně jej převezme posuvný vřeteník za obrobenou část a součást se obrobí z druhé strany pomocí horní nástrojové hlavy. Mezi tím se už na pevném vřeteníku může začít obrábět další součást. Taktéž je možné na jednom z vřeteníků pomocí spodní nástrojové hlavy provádět operaci hrubování, zatímco na druhém dokončovací operace.



Obr. 8 Současné odebírání dvou vrstev materiálu pomocí horní a spodní nástrojové hlavy

Spodní nástrojová hlava má za úkol čistě soustružnické operace vnějších povrchů obrobku, a to především hrubování, ale i dokončovací operace, závitování či upichování. Je to dáno především použitím nerotačních nástrojů.

Sdružováním výrobních procesů je možno docílit zvýšení produktivity výroby a snížení nákladů.

4 Konkurenční studie

Cílem této části práce je průzkum trhu a současného vývoje v konstrukci obráběcích strojů, se zaměřením na multifunkční soustružnická centra se spodním suportem s nástrojovou hlavou. Dále pak vyhodnocení vhodnosti použití a stanovení základních parametrů suportu s nástrojovou hlavou.

Studie se bude zabývat především stroji s možností upnutí obrobku okolo délek 2000 mm až 6000 mm, jejichž koncepce, uspořádání konstrukčních uzlů a využití jsou do velké míry totožné a nejvíce podobné stroji TT75.

4.1 Rozbor konkurence

K porovnání bylo vybráno 6 multifunkčních soustružnických center od předních světových výrobců.

Důkladným prozkoumáním katalogů výrobců multifunkčních soustružnických center byly zjištěny trendy v použití spodních suportů s nástrojovou hlavou. Většina výrobců nabízí možnost osadit spodní suport nástrojovou hlavou a to v kombinaci s druhým vřetenem, což zákazníkovi umožní současně obrábět na obou vřetenech. Ve velké míře se jedná o revolverové hlavy s kapacitou 12 nástrojů. Firma WFL nabízí možnost osadit spodní suport dvěma nástrojovými hlavami s celkovou kapacitou 24 nástrojů (viz obr. 9). Tato možnost se nabízí pro stroje s druhým vřetenem s označením G, ale i pro stroje s opěrným koníkem. Dvě nástrojové hlavy v kombinaci s druhým vřetenem mohou až dvojnásobně zvýšit produktivitu stroje a dle slov výrobce výrazně snížit nebezpečí kolizí.



Obr. 9 Multifunkční obráběcí centrum WFL M60-G [12]

Většina výrobců umísťuje revolverové hlavy tak, že jejich osa rotace je rovnoběžná s osou Z. Se zajímavým řešením přišel výrobce Mazak, který umísťuje hlavy na spodní suport s osou rotace kolmou na osu Z (viz obr. 10). Dále oproti ostatním výrobcům, využívá hlavy jen s kapacitou 9 nástrojů.



Obr. 10 Multifunkční obráběcí centrum Mazak integrex 200-IV ST [13]

Použití spodní nástrojové hlavy je dále u většiny výrobců limitováno točnou délkou obrobku. U firem Mori Seiki a Mazak se nástrojová hlava osazuje na stroje s točnou délkou obrobku v rozmezí 750 až 1520 mm. Firma WFL se pohybuje v rozmezí 2000 až 3000 mm u strojů s druhým vřetenem, u strojů s opěrným koníkem v rozmezí 1000 až 4500 mm.

Dále byly zkoumány stroje německého výrobce Niles-Simmon, u kterého se nepodařilo získat žádné bližší informace o parametrech spodního suportu a jeho možnosti osazení nástrojovou hlavou.

Další informace o parametrech konkurenčních strojů jsou v tab. 2 a parametry spodních suportů s nástrojovou hlavou jsou v tab. 3.

4.2 Vyhodnocení konkurenční studie








Předem je třeba říct, že výrobci nejsou příliš sdílní, co se týče informací o konstrukci strojů a podrobnějších parametrech. Proto jsou informace o parametrech spodních suportů na strojích konkurence velmi omezené. Porovnáním konkurenčních strojů vzhledem k osazení spodním suportem bylo zjištěno následující.

Spodní suport s nástrojovou hlavou je převážně osazován na stroje s točnou délkou obrobku od 1000 mm do 4500 mm. U strojů s větší točnou délkou konkurence spodní nástrojovou hlavu nevyužívá. Stroje s větší točnou délkou jsou vybaveny opěrným koníkem, stroje s menší točnou délkou protivřetenem. To vyplývá i z určení strojů, kdy stroje s větší točnou délkou jsou určeny převážně pro obrábění hřídelových součástí a stroje s menší točnou délkou pro obrábění přírubových součástí.








Všichni výrobci osazují spodní suporty revolverovými hlavami s diskovým zásobníkem nástrojů. Počet nástrojových poloh se pohybuje v rozmezí 9 až 12. Diskové zásobníky umožňují pohon rotačních nástrojů.

U strojů firmy Mori Seiki a Mazak byly z katalogů vyčteny parametry zdvihů v příslušných osách, firma Mazak uvedla i rychlosti rychloposuvů, parametry spodních suportů (viz tab. 3).

Z konstrukční studie vyplývá vhodnost nasazení spodního suportu s nástrojovou hlavou u stroje s kratší délkou obrobku, to je 2000 - 3000 mm. Vhodným druhem nástrojové hlavy je hlava revolverová.

Stroj		 TT75	 M65	 M100	 MT 2500 SZ	 MT 4000 S	 INTEGREX 400-IVST 1500	 INTEGREX 400- IVS 2500
Délka obrobku	mm	2000/3000/ 4000/5000/ 6000	1000/2000/ 3000/4500	2000/3000/ 5000/6500/ 8000	1520	2620/3620/ 4620	1500	2500
Maximální průměr soustružení	mm	750	830	900	550	940	760	760
Výkon hlavního vřetena 100% (S1)	kW	55/75	40/60	60/100	-	22/30/37	30	30
Max. Kroucí moment vřetena (S1)	Nm	3900	2318/2748	5290/12400	-	-	1400	1400
Rozsah otáček hlavního vřetena (S1)	ot/min	10-2500.	2600	1600	4000	24-2400	35-3300	35-3300
Zdvih na ose X1	mm	780	720 (-20/+700)	920 (-20/+900)	560	1008	630	630
Zdvih na ose Y1	mm	210 (-90/120)	600 (-200/+400)	600 (-200/+400)	230	300 (-150/150)	230	230
Zdvih na ose Z1	mm	2100/3100/ 4600/6100	1150/2150/ 3150/4650	2150/3150/ 5150/6650	1600	2150/3150/ 4650	1585/2498	2498
Rychloposuv X1/Y1/Z1	m/min	20/12/30.	15/12,5/20	-	-	24/24/20	38/26/38	38/26/38

Tab. 2 Základní technické parametry konkurenčních strojů

Stroj		 TT75	 M65	 M100	 MT2500 SZ	 MT 4000 S	 INTEGREX 400-IV 1500	 INTEGREX 400- IVS 2500
Spodní suport s nástrojovou hlavou	-	-	ANO	NE	ANO	NE	ANO	NE
Druhé vřeteno	-	ANO	NE (Koník)	NE (Koník)	ANO	ANO	ANO	ANO
Typ nástrojové hlavy	-	-	Revolver	-	Revolver	-	Revolver	-
Počet nástrojů	kW	-	12/2x 12	-	12	-	9	-
Typ nástrojů	Nm	-	Rotační/ Nerotační	-	Rotační/ Nerotační	-	Rotační/ Nerotační	-
Rozsah otáček	ot/min	-	-	-	4000/6000	-	-	-
Zdvih na ose X	mm	-	-	-	155 (X2)	-	230 (X2)	-
Zdvih na ose Z	mm	-	-	-	1478 (Z2)	-	1530 (Z2)	-
Rychloposuv X/Y	m/min	-	-	-	-	-	38/38 (X2/Z2)	-

Tab. 3 Základní technické parametry spodních suportů u konkurenčních strojů

5 Nástrojové hlavy pro spodní suport

Nástrojové hlavy slouží k upínání řezných nástrojů, jejich výměně, popřípadě pohonu. Respektive se jedná o nosný zásobník nástrojů, který přenáší řezné síly do rámu stroje. Vyznačuje se tím, že nemá velký počet nástrojů, má menší rozměry a umisťuje se přímo do pracovního prostoru stroje. Výhodou je, že nezvětšuje půdorysné rozměry stroje. Hlavními představiteli těchto zařízení jsou revolverové a nožové hlavy.[2]

5.1 Revolverové hlavy

Revolverové hlavy jsou především nosným zásobníkem, nejčastěji pro 4 až 16 nástrojů, který zároveň slouží k jejich automatické výměně. Výměna nástroje je realizována pootočením hlavy do polohy, kde se nachází požadovaný nástroj, který je tak připraven pro zapojení do řezného procesu. Nástroje v tomto zásobníku mohou být soustružnické, tak rotační. Do hlavy se upínají buď přímo, ale nejčastěji pomocí nástrojových držáků a adaptérů.[1]

Na stroji mohou být revolverové hlavy situovány s horizontální nebo vertikální osou otáčení, přičemž osa otáčení může být vzhledem k hlavní řezné síle sousledná nebo je osa na hlavní složku řezné síly kolmá.[1]

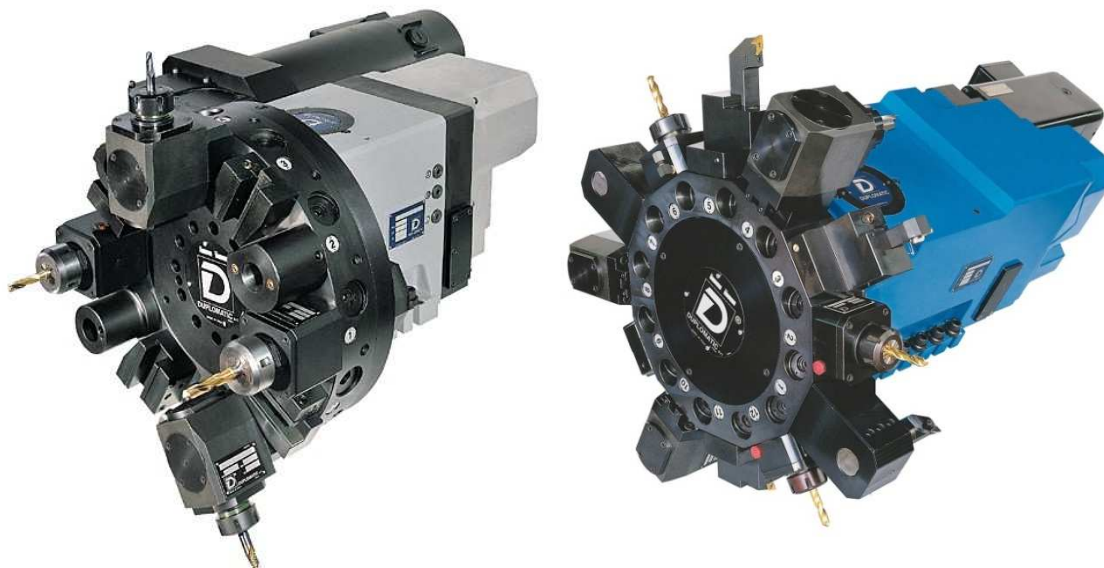
Na revolverové hlavy jsou kladeny následující požadavky:

- dostatečný počet nástrojových míst;
- malé zástavbové rozměry
- odolnost proti znečištění;
- jednotlivé nástroje si navzájem nesmějí překážet;
- u nepoužívaných nástrojů nesmí dojít ke kolizi se strojem či obrobkem;
- minimální čas výměny nástroje v automatickém cyklu;
- výměna nástroje musí být snadná a přesná;
- zaručení přesného ustavení vyměněného nástroje.[2]

5.1.1 Revolverové hlavy s horizontální osou otáčení

Revolverové hlavy s horizontální osou otáčení bývají nejčastěji diskového tvaru s možností upnutí 8 až 16 nástrojů. Ty mohou být upnuty v kolmém či

rovnoběžném směru ke směru rotace hlavy. Diskové zásobníky bývají často vybaveny pohonem pro rotační nástroje, což stroji umožňuje provádět např. operace frézování a vrtání. Typický příklad takovéto hlavy je na obr. 11.



Obr. 11 Příklad revolverových hlav s horizontální osou otáčení, diskovým zásobníkem a hnanými nástroji od firmy Duplomatic [14]

5.1.2 Revolverové hlavy s vertikální osou otáčení

Tyto revolverové hlavy jsou často označovány jako hlavy nožové, jelikož se u nich předpokládá upínání soustružnických nožů, nástrojů pro opracování vnější i vnitřních rotačních ploch či upichování obrobků. Nástroje jsou upínány kolmo k ose otáčení hlavy. Hlavy jsou tvořeny n-bokým hranolem čtyř až osmiboké, respektive umožňují upnutí 4 až 8 nerotačních nástrojů. Existuje možnost upnutí rotačních nástrojů pomocí adaptérů, ale vzhledem k velkým rozměrům se tohoto řešení příliš často neužívá. Typický zástupce této skupiny je vidět na obr. 12.

5.2 Přehled výrobců a jejich nabídka

K porovnání a následnému výběru vhodné nástrojové hlavy pro spodní suport jsou vybráni tři přední světoví výrobci. Prvním je německá společnost Sauter a dále pak italské výrobce Duplomatic a Baruffaldi.






Obr. 12 Čtyřboké revolverové hlavy s vertikální osou otáčení,
zleva Duplomatic, Sauter [14]

Srovnáván je pouze sortiment revolverových hlav, respektive nožových hlav s vertikální osou otáčení. Důvodem jsou menší zástavbové rozměry, robustnější provedení a vyšší parametry zatížení oproti revolverovým hlavám s horizontální osou otáčení. Menší rozměry jsou vhodné z důvodu menších stavebních prostor uvnitř stroje. Svým provedením a parametry lépe odpovídají velikosti a tuhosti stroje. Jelikož je stroj na horním suportu osazen multifunkční nástrojovou hlavou, je spodní nástrojová hlava určena pouze pro pomocné operace a není třeba použití hnaných rotačních nástrojů

Do prismatického lože těchto hlav se dají upevnit mimo jiné i adaptéry pro systém upínání nástrojů Capto C6, C8 nebo HKS 80, přičemž jedním z těchto systému může disponovat horní nástrojová hlava. To umožní sjednocení nástrojového systému na celém stroji, možnost používání stejných nástrojů na horní a spodní nástrojové hlavě, a zaměnitelnost těchto nástrojů. Nástrojové držáky a adaptéry viz kapitola 5.3.

U jednotlivých druhů hlav jsou srovnávány především technické a funkční parametry. Jedním z hlavních funkčních parametrů jsou maximální řezné síly v jednotlivých směrech, které hlava přenese. Z funkčních parametrů je to počet nástrojových poloh, způsob zpevnění hlavy v řezu, přívod řezné kapaliny, směr otáčení.

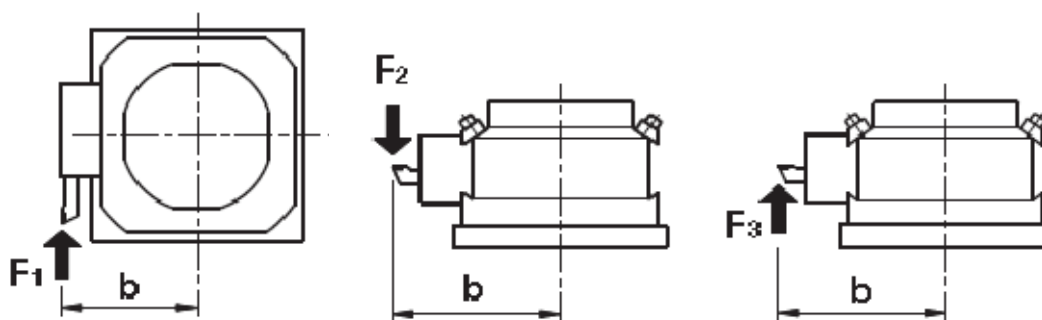
Technické a funkční parametry vybraných revolverových hlav se svislou osou otáčení viz tab. 4.

Výrobce					 DUPLOMATIC			Barrufaldi 		
Typ	-	0.5.320.0 / 0.5.320.1			TRM-S			TAN		
Velikost	mm	250	320	400	250	320	400	265	340	440
Počet nástrojových poloh	-	4; 6 (8) ¹⁾	4 (6; 8) ¹⁾	4 (6; 8) ¹⁾	4 (6) ¹⁾	4 (6) ¹⁾	4 (6) ¹⁾	4 (6) ¹⁾	4 (6) ¹⁾	4 (6) ¹⁾
Velikost prisma nástrojového držáku (dle DIN 69 881)	mm	115	140	140	115; 140	140	140	115	140	140
Max. zátěžná tangenciální síla ²⁾ (F1)	kN	22,5	35	55	22,5	38	55	16	34	50
Max. zátěžná axiální síla ²⁾ (F2)	kN	25	50	80	24	55	78	23,5	53	80
Max. zátěžná axiální síla ²⁾ (F3)	kN	25	50	80	16	28	38	12	24	35
Vyložení nástroje b	mm	280	350	450	280	350	450	280	350	450
Hmotnost	kg	140	230	420	130	230	350	120	220	320
Pohon	-	asynchronní / servomotor			servomotor			neudáno		
Směr otáčení	-	jednosměrný / obousměrný			obousměrný			neudáno		
Zpevnění	-	elektromechanické			hydraulické			elektromechanické		
Přívod řezné kapaliny	-	ANO			ANO			ANO		

1) pouze na zakázku

2) maximální zátěžná síla pro vyložení nástroje b

Tab. 4 Parametry vybraných nástrojových hlav s vertikální osou otáčení



Obr. 13 Vyznačení směru působení zátěžných sil na nástrojovou hlavu [3]

5.3 Nástrojové držáky a adaptéry

Revolverové hlavy se svislou osou otáčení jsou vybaveny prismatickým ložem (norma DIN 69 881), do kterého se připevňují nástrojové držáky a adaptéry pro příslušné nástroje a nástrojové systémy pomocí upínek.

Nástrojové držáky a adaptéry by měly umožňovat přívod vnitřní i vnější řezné kapaliny.



Obr. 14 Příklady nástrojových adaptérů s prismem dle DIN 69 881 - nahoře adaptéry pro nože s kvadratickým držákem, vlevo dole adaptér pro upnutí vyvrtávacích tyčí, v pravo dole adaptér pro systém Capto [16]

5.4 Vyhodnocení nabídky nástrojových hlav

Z přehledu porovnávaných nástrojových hlav (viz tab. 4) vyplývá vyrovnanost jejich parametrů. Jde především o velikosti zátěžných (řezných) sil, které je hlava schopna přenést. Velikosti nástrojových hlav ve výrobních řadách jednotlivých výrobců jsou až na malé výjimky totožné. Taktéž velikosti prismatických loží jsou u hlav stejné velikosti totožné. Všichni výrobci nabízejí hlavy se čtyřmi nebo šesti nástrojovými polohami, tedy čtyřhranné nebo šestihranné. Společnost Sauter nabízí hlavy i s osmi polohami. Sauter a Duplomatic umožňují otáčení nástrojových hlav v obou směrech a to pomocí elektromotoru. Společnost Barrufaldi ve svých prospektech neuvádí informace o směru a způsobu otáčení vyráběných hlav. Zpevnění hlavy v určené poloze při řezu nabízí všichni výrobci, Sauter a Barrufaldi nabízí elektromechanické zpevnění, Duplomatic hydraulické. Hydraulické zpevnění může být problematické díky potřebě přivádět hydraulickou kapalinu. Přívod řezné kapaliny je možný u všech hlav od všech tří výrobců.

Ceny jednotlivých hlav nejsou v přehledu porovnávány. Přehled slouží pouze pro výběr vhodné velikosti nástrojové hlavy dle parametrů. Cena hlavy bude hrát roli, až v případě realizace výroby spodního suportu pro koncového zákazníka.

5.5 Volba nástrojové hlavy

Výběr velikosti nástrojové hlavy bude proveden dle několika kritérií, z nichž nejdůležitější je velikost řezné síly, kterou je hlava schopna přenést a samotná velikost zástavbových rozměrů hlavy. Vhodná velikost nástrojové hlavy bude určena na základě konstrukční studie v kapitole 6, ve které se hledá optimální řešení konstrukce vzhledem k omezením vyplývajícím ze stávající konstrukce stroje. Velikost nástrojové hlavy bude volena tak, aby například při otáčení hlavy nemohlo dojít ke kolizím s obrobkem a ostatními částmi stroje.

6 Konstrukční studie spodního suportu s nástrojovou hlavou

Cílem této kapitoly je konstrukční návrh spodního křížového suportu s nástrojovou hlavou při omezeních, která vyplývají ze stávající konstrukce stroje TT75. Studie se týká varianty stroje pro délku obrobku 2000 mm s označením TT75/2000. Tato délková varianta stroje byla vybrána na základě konkurenční studie.

Studie je provedena v prostředí 2D CAD softwaru AutoCad. Slouží pro výběr vhodné velikosti nástrojové hlavy, stanovení zdvihů v jednotlivých osách pohybu, stanovení omezení spojených s osazením stroje spodním suportem, volbě velikosti a umístění vhodných komponent. Zvolená velikost komponent (lineární vedení, kuličkové šrouby) bude ověřena výpočty. Dále poslouží jako rozměrová předloha pro tvorbu 3D modelu spodního suportu.

6.1 Požadavky na konstrukci spodního suportu

Před započítáním konstrukční studie byly stanoveny základní požadavky na konstrukci spodního suportu. Zároveň byly předběžně stanoveny parametry. Tyto parametry nejsou závazné a v průběhu konstrukce mohou být upravovány.

- Pohyb v řízených osách Z3 a X3
- Dosažení co nejvyšších zdvihů v řízených osách
- Rychlost rychloposuvu: $v_r = 20 \text{ m.min}^{-1}$
- Zrychlení rychloposuvu: $a_r = 2 \text{ m.s}^{-2}$
- Pracovní zrychlení: $a_p = 1 \text{ m.s}^{-2}$

6.2 Postup konstrukční studie spodního suportu

Varianta stroje TT75/2000 V2, která byla realizována a dodána zákazníkovi, je osazena spodním suportem s podpěrnou lunetou. Základem tohoto suportu jsou saně, které se spolu s podpěrnou lunetou pohybují pomocí kuličkového šroubu pouze v ose Z3. Tyto saně spolu s posuvem jsou použity jako základ této konstrukční studie. Snahou je zachovat velikost kuličkového šroubu a lineárního vedení osy Z3 ze stávající konstrukce této varianty stroje.

6.2.1 Spodní saně spodního suportu

Jak bylo řečeno výše, spodní saně spodního suportu vycházejí z již realizované konstrukce spodního suportu s podpěrnou lunetou.

Těleso spodních saní je prodlouženo. Na delší saně je možno osadit delší kuličkový šroub a delší kolejnice lineárního vedení, to umožní dosažení vyššího zdvihu v ose X3. Délka spodních saní je omezena z vrchu tělesem příčných saní horního suportu a ze spodu dopravníkem třísek. Šířka saní je zachována z původní konstrukce.

Na spodní části saní je uchycení matice kuličkového šroubu osy Z3, toto uchycení je zachováno z původní konstrukce. Nově je na horní plochu saní umístěno uchycení matice kuličkového šroubu osy X3. Dále jsou na horní ploše spodních saní umístěny kolejnice lineárního vedení osy X3. Suport je dále modifikován dle potřeb konstrukce.

6.2.2 Horní saně spodního suportu

Horní saně jsou pomocí nástavce osazeny nástrojovou hlavou. Hlava je umístěna na levý okraj saní a to z důvodu lepšího přístupu nástroje k obrobku při axiálním soustružení přírubových součástí upnutých v hlavním vřetení.

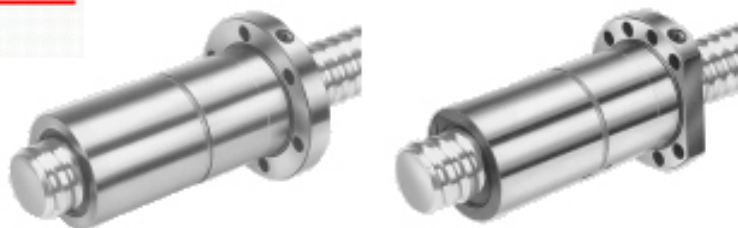
V tělese horních saní je uložen kuličkový šroub osy X3, pomocí kterého saně společně s hlavou vykonávají přísuv k obrobku.

6.2.3 Posuvové šrouby

Posuvový šroub osy Z3 je zachován ze stávající konstrukce spodního suportu s opěrnou lunetou. Jedná se o kuličkový šroub s dvojitou předepnutou maticí o průměru 63 mm se stoupáním 16 mm. Šroub je z jedné strany uložen v radiálně axiálním ložisku INA ZARN, z druhé je podepřen pouze radiálním ložiskem.

Pro osu X3 je zvolen šroub dle podobné aplikace na horním suportu pro osu X1. Jde o letmo uložený šroub s dvojitou předepnutou maticí průměru 50mm se stoupáním 10mm. Šroub je uložen v radiálně axiálním ložisku INA ZARF. Jde o ložisko k zachycení velmi vysokých axiálních sil a klopných momentů. Je opatřeno vnějším kroužkem pro snadnou montáž a prodloužením pro osazení těsnění.

Kuličkové šrouby jsou dodávány od společnosti KSK Kuřim. Vhodnost zvolených šroubů bude následně ověřena výpočty.



Obr. 15 Kuličkové šrouby s dvojitou předepnutou maticí KSK Kuřim [8]



Obr. 16 Radiálně axiální ložiska, z leva ZARF, ZARN [19]

6.2.4 Lineární vedení

Pro obě osy je použito lineární vedení s profilovými vodícími lištami (kolejnicemi) a recirkulačními válečkovými hnízdy (vozíky) INA RUE. Únosnost zvoleného vedení bude ověřena výpočty v následující kapitole.

Pro osu Z3 je vedení zachováno ze stávající konstrukce, jedná se o vedení INA RUE 55. Kolejnice vedení jsou umístěny na loži stroje a vozík ze spodní strany na spodních saních spodního suportu.

Pro osu X3 je zvoleno vedení velikosti INA RUE 45, opět dle aplikace na ose X1. Kolejnice jsou umístěny na spodních saních a vozíky horních saních spodního suportu.

6.2.5 Pohony

Pro osu Z3 pohon opět vychází ze stávající konstrukce. Je použit synchronní servomotor 1FT7-1MG1, který je přes pružnou spojku RADEX NC 35 EK s plastovým mezikusem spojen přímo s kuličkovým šroubem.

Pro osu Z3 bude motor vybrán na základě výpočtů, a to z řady kompaktních synchronních servomotorů 1FT7. Motor bude umístěn na pravém boku horních saní. Umístění motoru bude přesně určeno při tvorbě 3D modelu. Motor bude s kuličkovým šroubem spojen pomocí ozubeného řemenu GATES GT3. Převod mezi motorem a šroubem je předběžně volen 1:2.

Použité motory jsou kompaktní servomotory s permanentními magnety nové generace. V tomto provedení bez nucené ventilace. Motory jsou vybaveny klidovou brzdou. Oproti předešlé řadě 1FT6 se vyznačují menší délkou a zároveň větším momentem setrvačnosti. Motory jsou optimalizovány pro použití digitálního měniče řady Siemens Sinamics S120.



Obr. 17 Synchronní servomotory Siemens 1FT7 s řídicím systémem SINUMERIC 840D [15]

6.2.6 Odměřování polohy řízených os

Odměřování polohy řízené osy X3 bude absolutní a bude zajištěno pomocí pravítka Heidenhain LC 483 EnDat 2.2. Snahou je uložit pravítko co nejblíže

k posuvovému šroubu z důvodu eliminování chyb odměřování. Přesné uložení pravítka bude vyřešeno až při tvorbě 3D modelu, v této fázi bude určena i jeho délka.

Odměřování polohy v ose Z3 je zachováno z původní konstrukce.



Obr. 18 Absolutní lineární pravítko Heidenhain LC 483 [11]

6.2.7 Krytování

Díky zachování šířky spodních saní je možno pro zakrytí vedení a kuličkového šroubu osy Z3 použít teleskopické kryty ze stávající konstrukce.

Horní část lineárního vedení osy je zakryta teleskopickým krytem. Pryžová utěrátka tohoto krytu budou stírat ve směru stékání řezné kapaliny.

Spodní část vedení bude z důvodu nedostatku místa pro teleskopický kryt stírána pomocí tvarových pryžových stěračů. Jelikož je spodní část vedení částečně kryta tělesem suportu a díky sklonu lože je zajištěn dobrý odvod třísek, mělo by být stírání dostatečným řešením. Ukázka tvarového stěrače viz obr. 19.



Obr. 19 Tvarový stěrač [19]

6.2.8 Výběr velikosti nástrojové hlavy

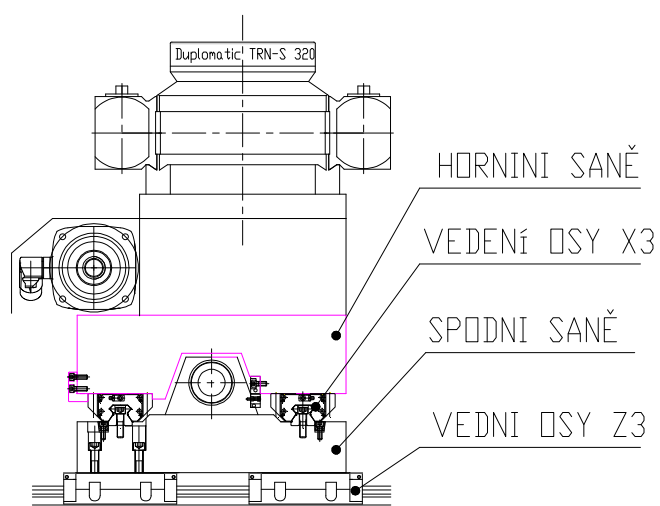
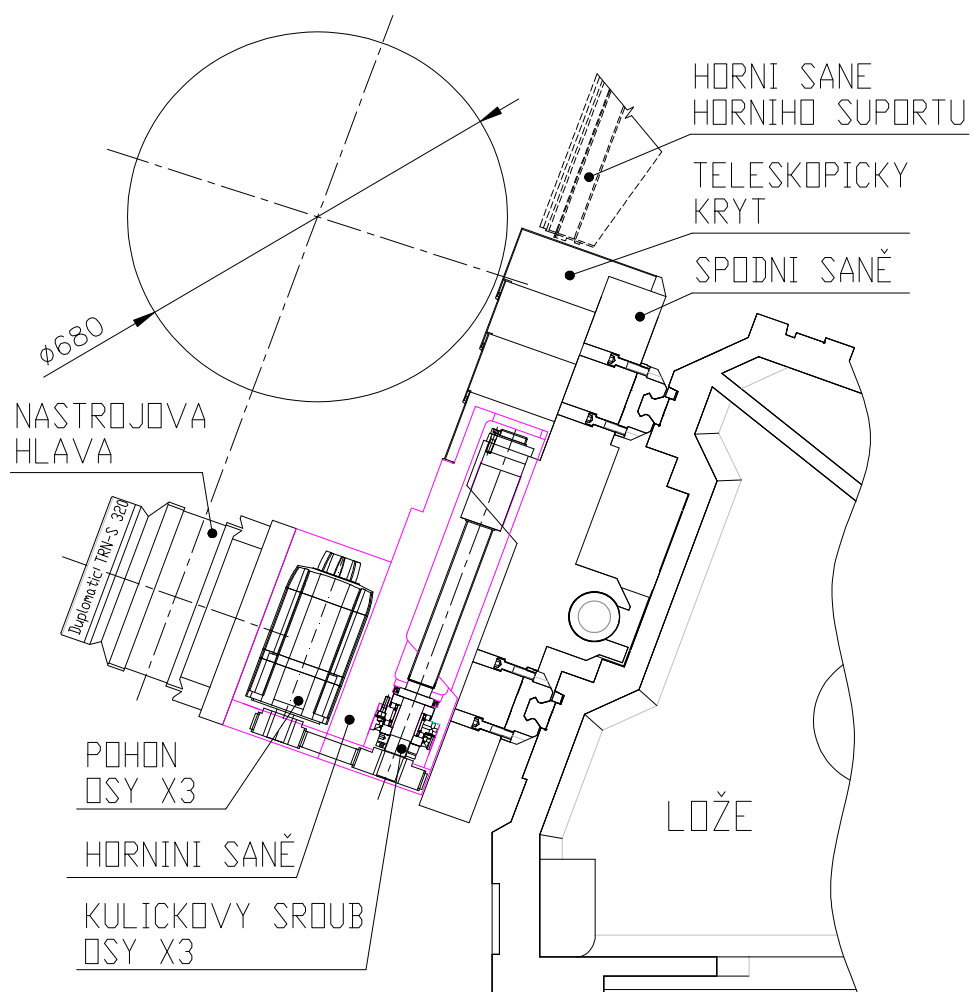
V průběhu konstrukční studie byla optimální velikost nástrojové hlavy určena na 320 mm. Touto velikostí disponují ve svých výrobních řadách firmy Sauter a Duplomatic. Výrobce Barrufaldi vyrábí nejbližší zvolené velikosti hlavu 340mm. Při výběru byl brán ohled na zástavbové rozměry hlavy, potřebný prostor pro otočení hlavy a dostupný zdvih v ose X3. Velikost hlavy vyhovuje s rezervou i velikostí řezných sil,



6.3 Vyhodnocení konstrukční studie

- Maximální zdvih v ose X3: 300 mm
- Maximální točný průměr obrobku: 680 mm
- Velikost nástrojové hlavy: 320 mm

Detailnější propracování konstrukce bude provedeno během tvorby 3D modelu.



Obr. 21 Ukázka výsledku konstrukční studie

7 Výpočet lineárního vedení

Na stávající konstrukci stroje je použito lineární vedení od společnosti INA RUE. Jedná se o vedení skládající se z vodících profilových lišt, které jsou osazeny válečkovými vodícími jednotkami.

Pro horní saně spodního suportu respektive osu X3 je velikost lineárního vedení volena. U osy Z3 je velikost vedení zachována ze stávající konstrukce viz kapitola 6. Cílem této kapitoly je výpočet zatížení na jednotlivé vozíky těchto vedení a kontrola jejich únosnosti.



Obr. 22 Lineární vedení INA RUE [17]

7.1 Parametry spodního suportu

Při výpočtech lineárního vedení se uvažuje s osazením spodního suportu nástrojovou hlavou Duplomatic TRM-S 320-4, a to z důvodu větších řezných sil oproti konkurenci, které je hlava schopna přenést. Maximální řezné síly, které by mohly zatěžovat spodní suport, jsou stanoveny z katalogu této nástrojové hlavy (viz tab. 4) a jsou označeny dle souřadného systému stroje.

Těžiště a hmotnosti jednotlivých bloků spodního suportu jsou stanoveny a částečně odhadnuty z hrubých modelů pomocí programu Pro ENGINEER. Hmotnost nástrojové hlavy je stanovena dle katalogu (viz tab. 4). K hmotnosti HSSS je přičtena přibližná hmotnost kuličkového šroubu osy X3. K hmotnosti SSSS je přičtena hmotnost

lineárního vedení osy X3. Hmotnost nástrojů a adaptérů je přičtena k nástrojové hlavě, tato hmotnost je určena na 80 kg, to odpovídá plnému osazení hlavy.

- Maximální řezná síla v ose X: $F_{1x} = F_1 = 38000 \text{ N}$
- Maximální řezná síla v ose Y: $F_{1y} = F_2 = 55000 \text{ N}$
- Maximální řezná síla v ose Z: $F_{1z} = F_1 = 38000 \text{ N}$
- Hmotnost SSSS: $m_1 = 380 \text{ kg}$
- Hmotnost HSSS: $m_2 = 320 \text{ kg}$
- Hmotnost kostky: $m_3 = 150 \text{ kg}$
- Hmotnost nástrojové hlavy: $m_4 = 310 \text{ kg}$

7.2 Rozměry lineárního vedení

Rozměry lineárního vedení vyplývají z konstrukční studie spodního suportu (viz kapitola 6).

Lineární vedení osy X3:

- Rozestup vozíků: $a_{x_3} = 0,51 \text{ m}$
- Rozchod kolejnic: $c_{x_3} = 0,34 \text{ m}$

Lineární vedení osy Z3:

- Rozestup vozíků: $a_{z_3} = 0,34 \text{ m}$
- Rozchod kolejnic: $c_{z_3} = 0,595 \text{ m}$

7.3 Stanovení tíhových sil

- Tíhové zrychlení: $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

$$G_1 = m_1 \cdot g = 380 \cdot 9,81 = \underline{3727,80 \text{ N}} \quad (1)$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 320 \cdot 9,81 = \underline{3139,20 \text{ N}} \quad (2)$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 150 \cdot 9,81 = \underline{1471,30 \text{ N}} \quad (3)$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 310 \cdot 9,81 = \underline{3041,10 \text{ N}} \quad (4)$$

Tíhové síly od hmot spodního suportu jsou pro výpočty rozloženy do složek X a Y podle souřadného systému stroje pod úhlem 70° (viz obr. 23).

Složky tíhových sil v ose X:

$$G_{1x} = G_1 \cdot \sin 70^\circ = 3727,80 \cdot \sin 70^\circ = 3502,97 \text{ N} \quad (5)$$

$$G_{2x} = G_2 \cdot \sin 70^\circ = 3139,20 \cdot \sin 70^\circ = 2949,88 \text{ N} \quad (6)$$

$$G_{3x} = G_3 \cdot \sin 70^\circ = 1471,30 \cdot \sin 70^\circ = 1382,76 \text{ N} \quad (7)$$

$$G_{4x} = G_4 \cdot \sin 70^\circ = 3041,10 \cdot \sin 70^\circ = 2857,70 \text{ N} \quad (8)$$

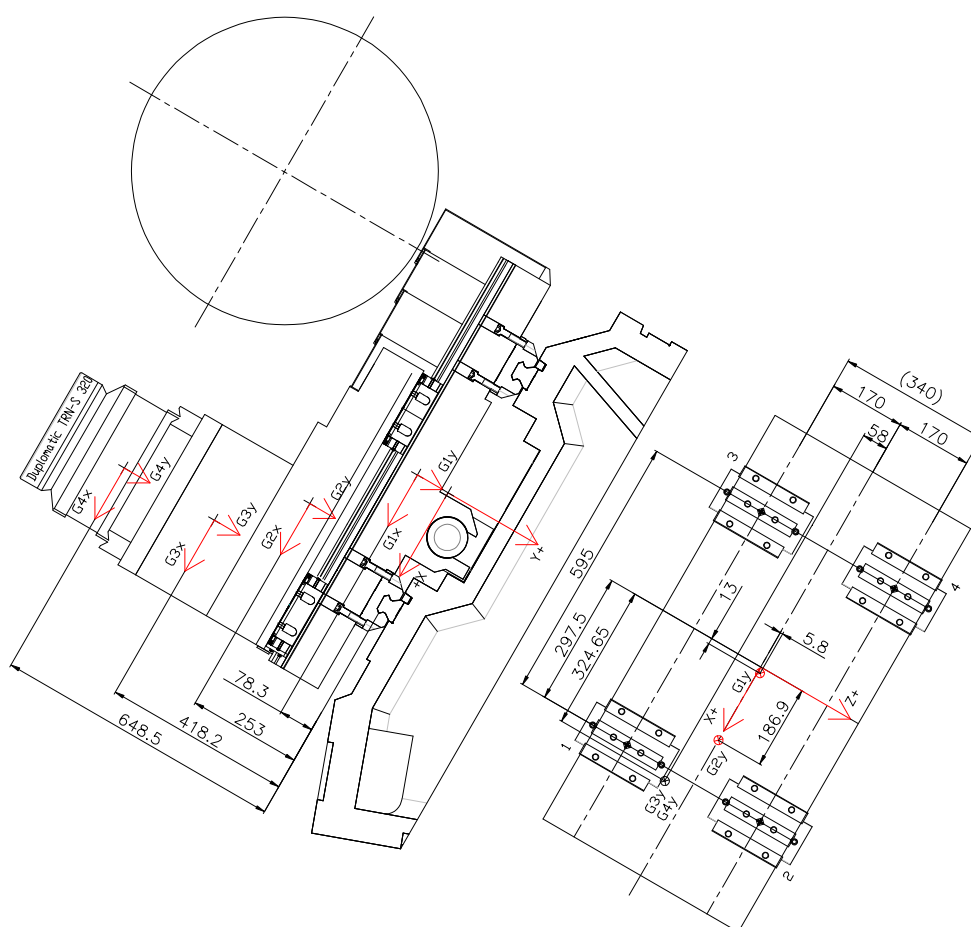
Složky tíhových sil v ose Y:

$$G_{1y} = G_1 \cdot \cos 70^\circ = 3727,80 \cdot \cos 70^\circ = 1274,98 \text{ N} \quad (9)$$

$$G_{2y} = G_2 \cdot \cos 70^\circ = 3139,20 \cdot \cos 70^\circ = 1073,67 \text{ N} \quad (10)$$

$$G_{3y} = G_3 \cdot \cos 70^\circ = 1471,30 \cdot \cos 70^\circ = 503,28 \text{ N} \quad (11)$$

$$G_{4y} = G_4 \cdot \cos 70^\circ = 3041,10 \cdot \cos 70^\circ = 1040,12 \text{ N} \quad (12)$$



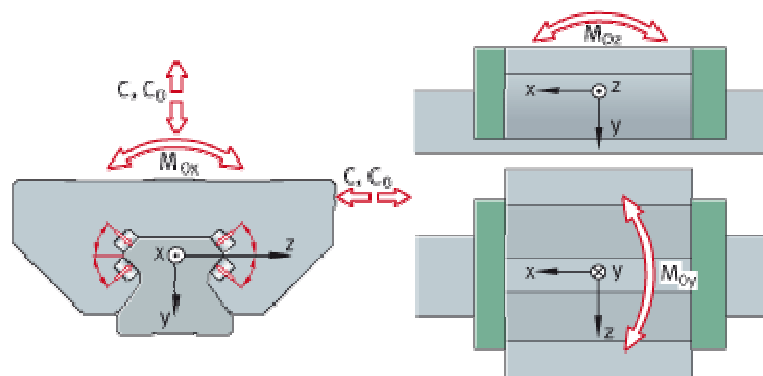
Obr. 23 Působíště složek tíhových sil

7.4 Výpočet lineárního vedení osy X3

Výpočty jsou provedeny pro každou řeznou sílu zvláště v maximálním zdvihu pro získání maximálních zatížení. Výsledné hodnoty reakcí na vozíky vedení jsou souhrnně uvedeny (viz tab. 5).

Parametry lineárního vedení osy X3:

- | | |
|---------------------------------|----------------------------|
| • Typ: | INA RUE45-E-L |
| • Maximální dynamická únosnost: | $C = 114000 \text{ N}$ |
| • Maximální statická únosnost: | $C_0 = 285000 \text{ N}$ |
| • Maximální moment k ose x: | $M_{0x} = 2503 \text{ Nm}$ |
| • Maximální moment k ose y: | $M_{0y} = 7263 \text{ Nm}$ |
| • Maximální moment k ose z: | $M_{0z} = 6536 \text{ Nm}$ |



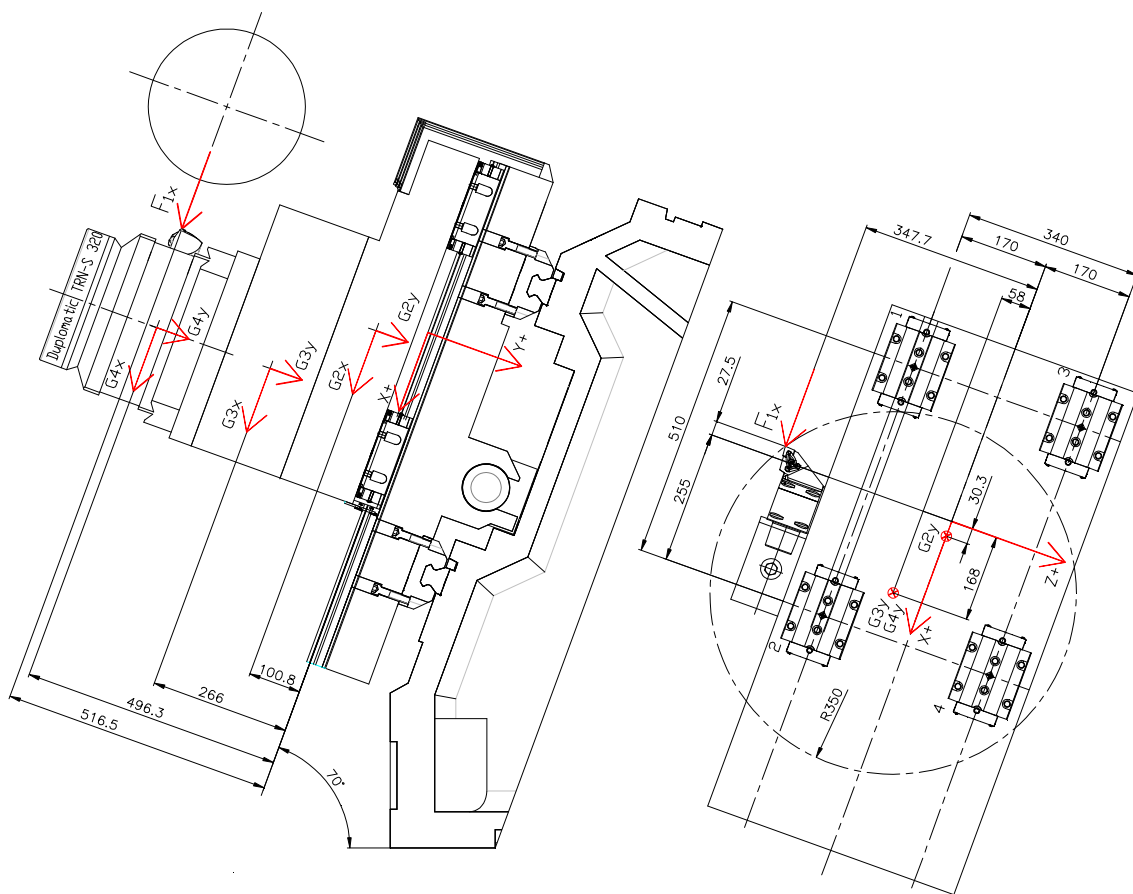
Obr. 24 Směry působení zatížení a momentů na lineární vedení INA RUE [17]

7.4.1 Souřadnice působišť sil

Souřadnice působišť jednotlivých sil jsou vztaženy k souřadnému systému lineárního vedení (viz obr. 24).

$x_{F1x} = -0,0275 \text{ m}$	$y_{F1x} = -0,5165 \text{ m}$	$z_{F1x} = -0,3471 \text{ m}$
$x_{F1y} = -0,0275 \text{ m}$	$y_{F1y} = -0,5165 \text{ m}$	$z_{F1y} = -0,3471 \text{ m}$
$x_{F1y} = -0,1216 \text{ m}$	$y_{F1y} = -0,5165 \text{ m}$	$z_{F1y} = -0,2539 \text{ m}$
$x_{G2} = -0,0303 \text{ m}$	$y_{G2} = -0,1008 \text{ m}$	$z_{G2} = 0 \text{ m}$
$x_{G3} = 0,1680 \text{ m}$	$y_{G3} = -0,2660 \text{ m}$	$z_{G3} = -0,0580 \text{ m}$
$x_{G4} = 0,1680 \text{ m}$	$y_{G4} = 0,4963 \text{ m}$	$z_{G4} = -0,0580 \text{ m}$

7.4.2 Výpočet zatížení vozíků vedení osy X3 silou F_{1x}



Obr. 25 Působíště tíhových sil a síly F_{1x}

Velikosti zátěžných sil v jednotlivých osách:

$$F_x = \sum_{i=1}^n F_{ix} = F_{1x} + G_{2x} + G_{3x} + G_{4x} \quad (13)$$

$$F_x = 38000 + 2949,88 + 1382,76 + 2857,70 = \underline{45190,34 \text{ N}}$$

$$F_y = \sum_{i=1}^n F_{iy} = G_{2y} + G_{3y} + G_{4y} \quad (14)$$

$$F_y = 1073,67 + 503,28 + 1040,12 = \underline{2617,07 \text{ N}}$$

$$F_z = \sum_{i=1}^n F_{iz} \quad (15)$$

$$F_z = \underline{0 \text{ N}}$$

Velikosti momentů k jednotlivým osám:

$$M_x = \sum_{i=1}^n M_{ix} - \sum_{i=1}^n F_{iy} \cdot z_{Fi} + \sum_{i=1}^n F_{iz} \cdot y_{Fi} = -(G_{2y} \cdot z_{G_2} + G_{3y} \cdot z_{G_3} + G_{4y} \cdot z_{G_4}) \quad (16)$$

$$M_x = -(1073,67 \cdot 0 + 503,28 \cdot (-0,058) + 1040,12 \cdot (-0,058)) \\ = \underline{89,52 \text{ Nm}}$$

$$M_y = \sum_{i=1}^n M_{iy} + \sum_{i=1}^n F_{ix} \cdot z_{Fi} - \sum_{i=1}^n F_{iz} \cdot x_{Fi} = F_{1x} \cdot z_{F1} + G_{2x} \cdot z_{G_2} + G_{3x} \cdot z_{G_3} + G_{4x} \cdot z_{G_4} \quad (17)$$

$$M_y = 38000 \cdot (-0,3477) + 2949,88 \cdot 0 + 1382,76 \cdot (-0,058) + 2120,23 \cdot (-0,058) = \underline{-13458,55 \text{ Nm}}$$

$$M_z = \sum_{i=1}^n M_{iz} - \sum_{i=1}^n F_{ix} \cdot y_{Fi} + \sum_{i=1}^n F_{iy} \cdot x_{Fi} = -(F_{1x} \cdot y_{F1} + G_{2x} \cdot y_{G_2} + G_{3x} \cdot y_{G_3} + G_{4x} \cdot y_{G_4}) + G_{2y} \cdot x_{G_2} + G_{3y} \cdot x_{G_3} + G_{4y} \cdot x_{G_4} \quad (18)$$

$$M_z = -(38000 \cdot (-0,5165) + 2949,88 \cdot (-0,1008) + 1382,76 \cdot (-0,266) + 2857,70 \cdot (-0,4963)) + 1073,67 \cdot 0,0303 + 503,28 \cdot 0,1680 + 1040,12 \cdot 0,1680 = \underline{22002,21 \text{ Nm}}$$

Síly na jednotlivé vozíky ve směru osy Y3:

$$F_{y1} = \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot c_{x3}} - \frac{M_z}{2 \cdot a_{x3}} \quad (19)$$

$$F_{y1} = \frac{2617,07}{4} + \frac{89,52}{2 \cdot 0,34} - \frac{22002,21}{2 \cdot 0,51} = \underline{-4941,08 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{y2} = \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot c_{x3}} + \frac{M_z}{2 \cdot a_{x3}} \quad (20)$$

$$F_{y2} = \frac{2617,07}{4} + \frac{89,52}{2 \cdot 0,34} + \frac{22002,21}{2 \cdot 0,51} = \underline{6280,05 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{y3} = \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot c_{x3}} - \frac{M_z}{2 \cdot a_{x3}} \quad (21)$$

$$F_{y3} = \frac{2617,07}{4} - \frac{89,52}{2 \cdot 0,34} - \frac{22002,21}{2 \cdot 0,51} = \underline{-4971,51 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{y4} = \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot c_{x_3}} + \frac{M_z}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (22)$$

$$F_{y1} = \frac{2617,07}{4} - \frac{89,52}{2 \cdot 0,34} + \frac{22002,21}{2 \cdot 0,51} = \underline{6249,61 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Síly na jednotlivé vozíky ve směru osy Z3:

$$F_{z1} = \frac{F_z}{4} + \frac{M_y}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (23)$$

$$F_{z1} = \frac{0}{4} + \frac{-13458,55}{2 \cdot 0,51} = \underline{-3431,93 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{z2} = \frac{F_z}{4} - \frac{M_y}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (24)$$

$$F_{z2} = \frac{0}{4} - \frac{-13458,55}{2 \cdot 0,51} = \underline{3431,93 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

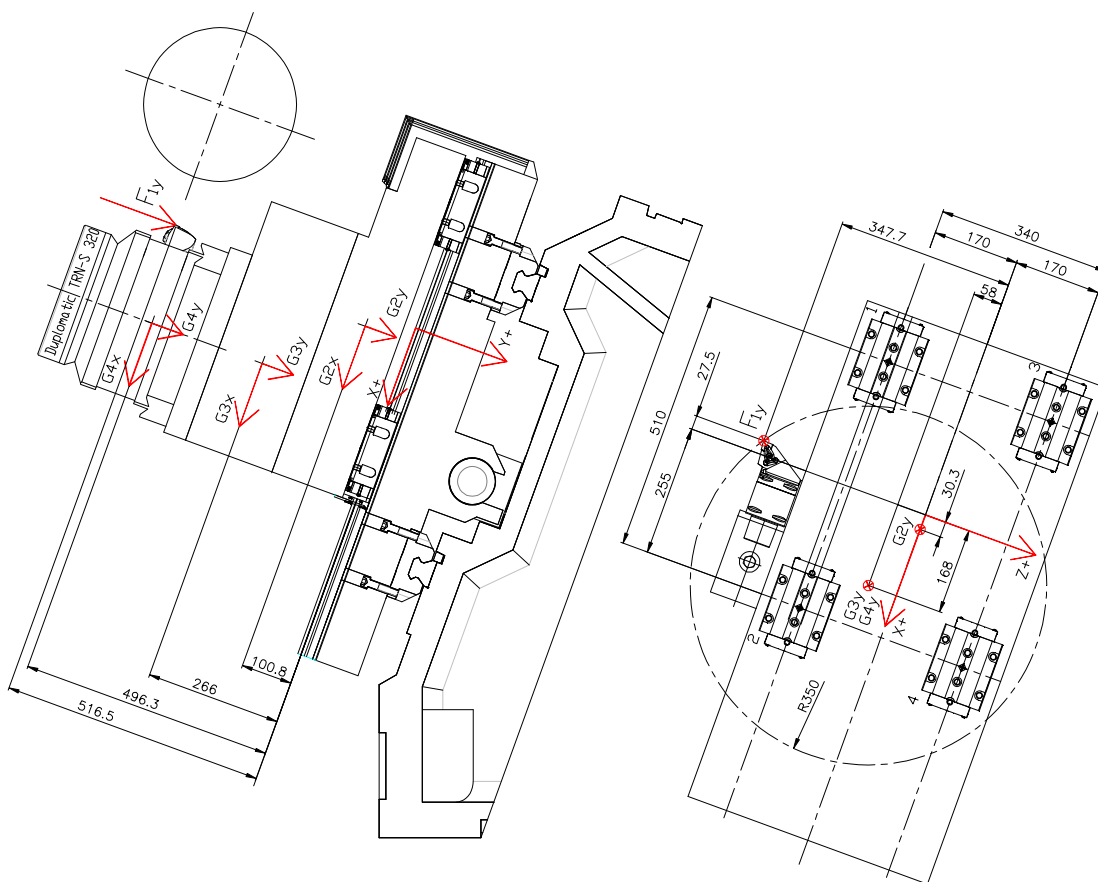
$$F_{z3} = \frac{F_z}{4} + \frac{M_y}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (25)$$

$$F_{z3} = \frac{0}{4} + \frac{-13458,55}{2 \cdot 0,51} = \underline{-3431,93 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{z4} = \frac{F_z}{4} - \frac{M_y}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (26)$$

$$F_{z4} = \frac{0}{4} - \frac{-13458,55}{2 \cdot 0,51} = \underline{3431,93 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

7.4.3 Výpočet zatížení vozíků vedení osy X3 silou F_{1y}



Obr. 26 Působíště tíhových sil a síly F_{1y}

Velikosti zátěžných sil v jednotlivých osách:

$$F_x = \sum_{i=1}^n F_{ix} = G_{2x} + G_{3x} + G_{4x} \quad (27)$$

$$F_x = 2949,88 + 1382,76 + 2857,70 = \underline{7190,34 \text{ N}}$$

$$F_y = \sum_{i=1}^n F_{iy} = F_{1y} + G_{2y} + G_{3y} + G_{4y} \quad (28)$$

$$F_y = 55000 + 1073,67 + 563,28 + 1040,12 = \underline{57617,07 \text{ N}}$$

$$F_z = \sum_{i=1}^n F_{iz} \quad (29)$$

$$F_z = \underline{0 \text{ N}}$$

Velikosti momentů k jednotlivým osám:

$$M_x = \sum_{i=1}^n M_{ix} - \sum_{i=1}^n F_{iy} \cdot z_{Fi} + \sum_{i=1}^n F_{iz} \cdot y_{Fi} = -(F_{1y} \cdot z_{F_1} + G_{2y} \cdot z_{G_2} + G_{3y} \cdot z_{G_3} + G_{4y} \cdot z_{G_4}) \quad (30)$$

$$M_x = -(55000 \cdot (-0,3477) + 1073,67 \cdot 0 + 503,28 \cdot (-0,058) + 1040,12 \cdot (-0,058)) = \underline{19213,02 \text{ Nm}}$$

$$M_y = \sum_{i=1}^n M_{iy} + \sum_{i=1}^n F_{ix} \cdot z_{Fi} - \sum_{i=1}^n F_{iz} \cdot x_{Fi} = G_{2x} \cdot z_{G_2} + G_{3x} \cdot z_{G_3} + G_{4x} \cdot z_{G_4} \quad (31)$$

$$M_y = 2949,88 \cdot 0 + 1382,76 \cdot (-0,058) + 2857,70 \cdot (-0,058) = \underline{-245,95 \text{ Nm}}$$

$$M_z = \sum_{i=1}^n M_{iz} - \sum_{i=1}^n F_{ix} \cdot y_{Fi} + \sum_{i=1}^n F_{iy} \cdot x_{Fi} = -(G_{2x} \cdot y_{G_2} + G_{3x} \cdot y_{G_3} + G_{4x} \cdot y_{G_4}) + F_{1y} \cdot x_{F_1} + G_{2y} \cdot x_{G_2} + G_{3y} \cdot x_{G_3} + G_{4y} \cdot x_{G_4} \quad (32)$$

$$M_z = -(2949,88 \cdot (-0,1008) + 1382,76 \cdot (-0,266) + 2857,70 \cdot (-0,4963)) + 55000 \cdot (-0,0275) + 1073,67 \cdot 0,0303 + 503,28 \cdot 0,1680 + 1040,12 \cdot 0,1680 = \underline{862,71 \text{ Nm}}$$

Síly na jednotlivé vozíky ve směru osy Y3:

$$F_{y1} = \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot c_{x_3}} - \frac{M_z}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (33)$$

$$F_{y1} = \frac{57617,07}{4} + \frac{19213,02}{2 \cdot 0,34} - \frac{862,71}{2 \cdot 0,51} = \underline{17450,49 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{y2} = \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot c_{x_3}} + \frac{M_z}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (34)$$

$$F_{y2} = \frac{57617,07}{4} + \frac{19213,02}{2 \cdot 0,34} + \frac{862,71}{2 \cdot 0,51} = \underline{17890,47 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{y3} = \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot c_{x_3}} - \frac{M_z}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (35)$$

$$F_{y3} = \frac{57617,07}{4} - \frac{19213,02}{2 \cdot 0,34} - \frac{862,71}{2 \cdot 0,51} = \underline{10918,06 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{y4} = \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot c_{x_3}} + \frac{M_z}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (36)$$

$$F_{y1} = \frac{57617,07}{4} - \frac{19213,02}{2 \cdot 0,34} + \frac{862,71}{2 \cdot 0,51} = \underline{11358,04 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Síly na jednotlivé vozíky ve směru osy Z3:

$$F_{z1} = \frac{F_z}{4} + \frac{M_y}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (37)$$

$$F_{z1} = \frac{0}{4} + \frac{-245,95}{2 \cdot 0,51} = \underline{-62,72 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{z2} = \frac{F_z}{4} - \frac{M_y}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (38)$$

$$F_{z2} = \frac{0}{4} - \frac{-245,95}{2 \cdot 0,51} = \underline{62,72 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

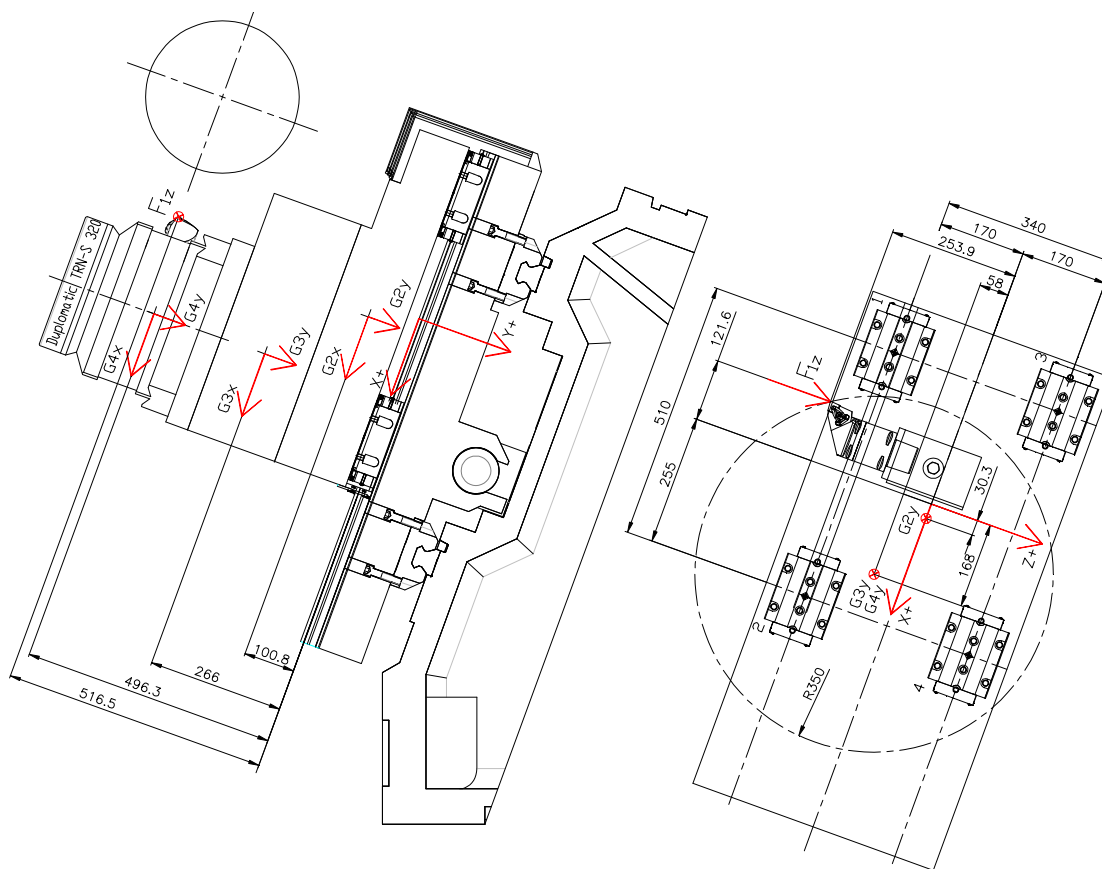
$$F_{z3} = \frac{F_z}{4} + \frac{M_y}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (39)$$

$$F_{z3} = \frac{0}{4} + \frac{-245,95}{2 \cdot 0,51} = \underline{-62,72 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{z4} = \frac{F_z}{4} - \frac{M_y}{2 \cdot a_{x_3}} \quad (40)$$

$$F_{z4} = \frac{0}{4} - \frac{-245,95}{2 \cdot 0,51} = \underline{62,72 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

7.4.4 Výpočet zatížení vozíků vedení osy X3 silou F_{1z}



Obr. 27 Působíště tíhových sil a síly F_{1z}

Velikosti zátěžných sil v jednotlivých osách:

$$F_x = \sum_{i=1}^n F_{ix} = G_{2x} + G_{3x} + G_{4x} \quad (41)$$

$$F_x = 2949,88 + 1382,76 + 2857,70 = \underline{7190,34 \text{ N}}$$

$$F_y = \sum_{i=1}^n F_{iy} = G_{2y} + G_{3y} + G_{4y} \quad (42)$$

$$F_y = 1073,67 + 503,28 + 1040,12 = \underline{2617,07 \text{ N}}$$

$$F_z = \sum_{i=1}^n F_{iz} = F_{1z} \quad (43)$$

$$F_z = \underline{38000 \text{ N}}$$

Velikosti momentů k jednotlivým osám:

$$M_x = \sum_{i=1}^n M_{ix} - \sum_{i=1}^n F_{iy} \cdot z_{Fi} + \sum_{i=1}^n F_{iz} \cdot y_{Fi} = -(G_{2y} \cdot z_{G_2} + G_{3y} \cdot z_{G_3} + G_{4y} \cdot z_{G_4}) + F_{1z} \cdot y_{F1} \quad (44)$$

$$M_x = -(1073,67 \cdot 0 + 503,28 \cdot (-0,058) + 1040,12 \cdot (-0,058)) + 38000 \cdot 0,5165 = \underline{-19537,48 Nm}$$

$$M_y = \sum_{i=1}^n M_{iy} + \sum_{i=1}^n F_{ix} \cdot z_{Fi} - \sum_{i=1}^n F_{iz} \cdot x_{Fi} = G_{2x} \cdot z_{G_2} + G_{3x} \cdot z_{G_3} + G_{4x} \cdot z_{G_4} - F_{1z} \cdot x_{F1} \quad (45)$$

$$M_y = 2949,88 \cdot 0 + 1382,76 \cdot (-0,058) + 2857,70 \cdot (-0,058) - 38000 \cdot 0,1216 = \underline{4374,85 Nm}$$

$$M_z = \sum_{i=1}^n M_{iz} - \sum_{i=1}^n F_{ix} \cdot y_{Fi} + \sum_{i=1}^n F_{iy} \cdot x_{Fi} = -(G_{2x} \cdot y_{G_2} + G_{3x} \cdot y_{G_3} + G_{4x} \cdot y_{G_4}) + G_{2y} \cdot x_{G_2} + G_{3y} \cdot x_{G_3} + G_{4y} \cdot x_{G_4} \quad (46)$$

$$M_z = -(2949,88 \cdot (-0,1008) + 1382,76 \cdot (-0,266) + 2857,70 \cdot (-0,4963)) + 1073,97 \cdot 0,0303 + 503,28 \cdot 0,1680 + 1040,12 \cdot 0,1680 = \underline{2375,21 Nm}$$

Síly na jednotlivé vozíky ve směru osy Y3:

$$F_{y1} = \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot c_{x3}} - \frac{M_z}{2 \cdot a_{x3}} \quad (47)$$

$$F_{y1} = \frac{2617,07}{4} + \frac{-19537,48}{2 \cdot 0,34} - \frac{2375,21}{2 \cdot 0,51} = \underline{-3272,78 N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{y2} = \frac{F_y}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot c_{x3}} + \frac{M_z}{2 \cdot a_{x3}} \quad (48)$$

$$F_{y2} = \frac{2617,07}{4} + \frac{-19537,48}{2 \cdot 0,34} + \frac{2375,21}{2 \cdot 0,51} = \underline{-2061,43 N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{y3} = \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot c_{x3}} - \frac{M_z}{2 \cdot a_{x3}} \quad (49)$$

$$F_{y3} = \frac{2617,07}{4} - \frac{-19537,48}{2 \cdot 0,34} - \frac{2375,21}{2 \cdot 0,51} = \underline{3369,96 N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{y4} = \frac{F_y}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot c_{x3}} + \frac{M_z}{2 \cdot a_{x3}} \quad (50)$$

$$F_{y1} = \frac{2617,07}{4} - \frac{-19537,48}{2 \cdot 0,34} + \frac{2375,21}{2 \cdot 0,51} = \underline{4581,32 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Síly na jednotlivé vozíky ve směru osy Z3:

$$F_{z1} = \frac{F_z}{4} + \frac{M_y}{2 \cdot a_{x3}} \quad (51)$$

$$F_{z1} = \frac{38000}{4} + \frac{4374,85}{2 \cdot 0,51} = \underline{10615,59 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{z2} = \frac{F_z}{4} - \frac{M_y}{2 \cdot a_{x3}} \quad (52)$$

$$F_{z2} = \frac{38000}{4} - \frac{4374,85}{2 \cdot 0,51} = \underline{8384,41 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{z3} = \frac{F_z}{4} + \frac{M_y}{2 \cdot a_{x3}} \quad (53)$$

$$F_{z3} = \frac{38000}{4} + \frac{4374,85}{2 \cdot 0,51} = \underline{10615,59 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{z4} = \frac{F_z}{4} - \frac{M_y}{2 \cdot a_{x3}} \quad (54)$$

$$F_{z4} = \frac{38000}{4} - \frac{4374,85}{2 \cdot 0,51} = \underline{8384,41 \text{ N}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

		Zatížení			
		Bez zátěžných sil	F _{1x}	F _{1y}	F _{1z}
F _{y1}	N	63,81	-4941,08	17450,49	-3272,78
F _{y2}	N	1275,16	6280,05	17890,47	-2061,43
F _{y3}	N	33,37	-4971,51	10918,06	3369,96
F _{y4}	N	1244,73	6249,61	11358,04	4581,32
F _{z1}	N	-62,72	-3431,93	-62,72	10615,59
F _{z2}	N	62,72	3431,93	62,72	8384,41
F _{z3}	N	-62,72	-3431,93	-62,72	10615,59
F _{z4}	N	62,72	3431,93	62,72	8384,41

Tab. 5 Výsledné reakce na jednotlivé vozíky lineárního vedení osy X3

7.4.5 Výpočet ekvivalentních sil na vedení osy X3

Lineární vedení zachycuje zatížení a momenty ve čtyřech směrech, v kladném a záporném radiálním směru, v kladném a záporném bočním směru (viz obr. 10). Při působení více zatěžujících sil v různých směrech je nutné brát v úvahu kombinaci těchto sil. Ekvivalentní síla se využije pro výpočet pasivních odporů lineárního vedení.

Výpočet ekvivalentních sil je proveden názorně pouze pro jeden případ zatížení. Zbylé výsledky jsou uvedeny v tabulce 6. Maximální ekvivalentní síla (zvýrazněna viz tab. 6) bude použita pro výpočet pasivních odporů vedení.

Velikost ekvivalentních sil při zatížení suportu silou F_{1x} :

$$F_{E1} = |F_{y1}| + |F_{z1}| \quad (55)$$

$$F_{E1} = |-4941,08| + |-3431,93| = \underline{8373,01 \text{ N}}$$

$$F_{E2} = |F_{y2}| + |F_{z2}| \quad (56)$$

$$F_{E2} = |6280,05| + |3431,93| = \underline{9711,98 \text{ N}}$$

$$F_{E3} = |F_{y3}| + |F_{z3}| \quad (57)$$

$$F_{E3} = |-4971,51| + |-3431,93| = \underline{8403,44 \text{ N}}$$

$$F_{E4} = |F_{y4}| + |F_{z4}| \quad (58)$$

$$F_{E4} = |6249,61| + |3431,93| = \underline{9681,54 \text{ N}}$$

		Zatížení			
		Bez zátěžných sil	F_{1x}	F_{1y}	F_{1z}
F_{E1}	N	126,52	8373,01	17513,21	13888,37
F_{E2}	N	1337,88	9711,98	17953,19	10445,84
F_{E3}	N	96,09	8403,44	10980,78	13985,55
F_{E4}	N	1307,44	9681,54	11420,76	12965,73

Tab. 6 Výsledné ekvivalentní síly na jednotlivé vozíky lineárního vedení osy X3

7.5 Výpočet lineárního vedení osy Z3

Výpočet vedení osy Z3 je proveden stejným postupem jako pro osu X3 a z důvodu své rozsáhlosti nebude dále uváděn. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 7. Ve všech případech vedení vyhovuje maximálním zatížením.

Parametry lineárního vedení osy Z3:

- Typ: **INA RUE55-E-L**
- Maximální dynamická únosnost: $C = 167000 \text{ N}$
- Maximální statická únosnost: $C_0 = 415000 \text{ N}$
- Maximální moment k ose x: $M_{0x} = 11010 \text{ N}$
- Maximální moment k ose y: $M_{0y} = 12214 \text{ N}$
- Maximální moment k ose z: $M_{0z} = 4226 \text{ N}$

		Zatížení			
		Bez zátěžných sil	F_{1x}	F_{1y}	F_{1z}
F_{y1}	N	2003,93	9787,30	16433,92	-2092,16
F_{y2}	N	2031,85	9759,38	9904,01	6519,53
F_{y3}	N	-85,83	-20959,70	19542,01	-4573,50
F_{y4}	N	-57,90	-20987,62	13012,10	4038,18
F_{z1}	N	241,24	-14457,83	-2711,69	-999,79
F_{z2}	N	-241,24	-9888,83	-2634,97	-4346,87
F_{z3}	N	241,24	-14457,83	-2711,69	-999,79
F_{z4}	N	-241,24	-9888,83	-2634,97	-4346,87

Tab. 7 Výsledné reakce na jednotlivé vozíky lineárního vedení osy Z3

7.5.1 Výpočet ekvivalentních sil na vedení osy Z3

Výpočet ekvivalentních sil je proveden stejným postupem jako pro osu X3. Výsledné hodnoty viz tab. 8.

		Zatížení			
		Bez zátěžných sil	F_{1x}	F_{1y}	F_{1z}
F_{E1}	N	2245,17	24245,13	19145,61	3091,95
F_{E2}	N	2273,09	19648,21	12538,99	10866,40
F_{E3}	N	327,07	35417,53	22253,70	5573,29
F_{E4}	N	299,14	30876,45	15647,08	8385,06

Tab. 8 Výsledné ekvivalentní síly na jednotlivé vozíky lineárního vedení osy Z3

8 Výpočet a kontrola kuličkových šroubů

Volba velikosti kuličkových šroubů a jejich uložení pro osy X3 a Z3 byla zdůvodněna v konstrukční studii viz kapitola 6. Pro osu Z3 byla zachována varianta šroubu ze stávající konstrukce stroje, pro osu X3 byl rozměr kuličkového šroubu s maticí volen. Cílem této kapitoly je pouze posouzení těchto kuličkových šroubů a kontrola tuhosti uložení.

8.1 Výpočet a kontrola kuličkového šroubu osy X3

Parametry kuličkového šroubu s maticí pro osu X3:

- Typ: **K 50x10 - 4/AP+A - 2**
- Jmenovitý průměr šroubu: $d_0 = 50 \text{ mm}$
- Stoupání šroubu: $P = 10 \text{ mm}$
- Malý průměr závitu šroubu: $d_2 = 44 \text{ mm}$
- Počet nosných závitů matice: $i = 4$
- Délka šroubu mezi uložení: $L_8 = 560 \text{ mm}$
- Celková délka šroubu: $L_s = 675 \text{ mm}$
- Dynamická únosnost: $C_a = 49000 \text{ N}$
- Tuhost matice: $k_2 = 1900 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$

Parametry ložiska pro uložení kuličkového šroubu osy X3:

- Typ: **INA ZARF40115-L-TV**
- Vnitřní průměr: $d = 40 \text{ mm}$

- Vnější průměr: $D = 115 \text{ mm}$
- Šířka: $B = 93 \text{ mm}$
- Tuhost: $k_3 = 3800 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$
- Třecí moment: $M_{Tl} = 2,5 \text{ Nm}$
- Maximální dovolené otáčky: $n_{l \max} = 3700 \text{ min}^{-1}$

Základní parametry pro výpočet a kontrolu kuličkového šroubu osy X3:

Pro výpočet a kontrolu kuličkového šroubu se použijí parametry, které vyplývají z požadavků na spodní suport a konstrukční studie viz. kapitola 5.

- Maximální řezná síla: $F_r = F_{lx} = 38000 \text{ N}$
- Hmotnost suportu: $m_z = 780 \text{ kg}$
- Úhel sklonu suportu: $\alpha = 70^\circ$
- Rychlost rychloposuvu: $v_r = 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
- Zrychlení rychloposuvu: $a_r = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Pracovní zrychlení: $a_p = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Youngův modul pružnosti: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
- Modul pružnosti ve smyku: $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ MPa}$
- Hustota materiálu: $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Tíhové zrychlení: $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

8.1.1 Výpočet sil zatěžujících kuličkový šroub osy X3

Třecí síla od pasivních odporů lineárního vedení:

- Max. ekvivalentní síla na vozík: $F_{E\max} = 17953,19 \text{ N}$
- Součinitel tření vedení: $f_v = 0,002$
- Max. dynamická únosnost vedení: $C = 114000 \text{ N}$
- Počet vozíků: $i_v = 4$

Síla předpětí vozíku lineárního vedení:

$$F_{PV} = 0,1 \cdot C = 0,1 \cdot 114000 = \underline{11400 \text{ N}} \quad (59)$$

Třecí síla od jednoho vozíku:

$$F_{Ti} = (F_{E\max} + F_{PV}) \cdot f_v = (17953,19 + 11400) \cdot 0,002 = \underline{58,71 \text{ N}} \quad (60)$$

Celková třecí síla od lineárního vedení:

$$F_T = i_v \cdot F_{T1} = 4 \cdot 58,71 = \underline{234,84 \text{ N}} \quad (61)$$

Síla od hmot suportu (nevývažek):

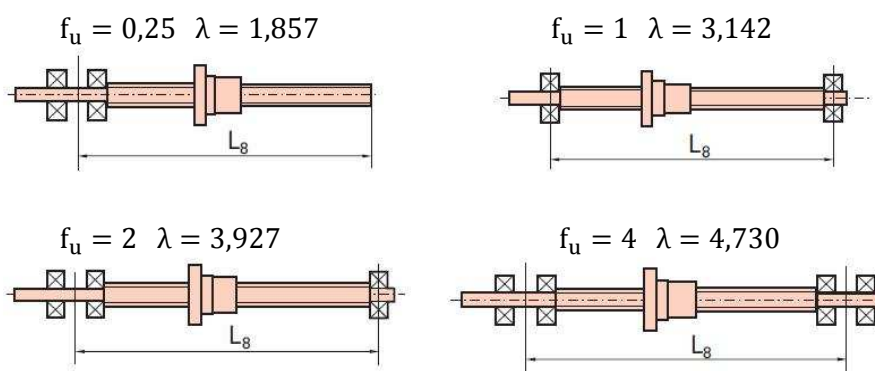
$$F_G = m_z \cdot g \cdot \sin \alpha = 4 \cdot 58,71 = 780 \cdot 9,81 \cdot \sin 70^\circ = \underline{7190,30 \text{ N}} \quad (62)$$

Dynamická síla:

$$F_d = m_z \cdot a_r = 780 \cdot 2 = 780 \cdot 2 = \underline{1560 \text{ N}} \quad (63)$$

8.1.2 Maximální dovolené axiální zatížení

- Koeficient způsobu uložení šroubu: $f_u = 0,25$
- Součinitel bezpečnosti: $k = 3$



Obr. 28 Koeficienty způsobu uložení kuličkového šroubu

$$F_{a_{max}} = \frac{f_u \cdot \pi^3 \cdot E \cdot d_2^4}{64 \cdot L_8^2 \cdot k} = \frac{0,25 \cdot \pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 44^4}{64 \cdot 560^2 \cdot 3} = \underline{101331 \text{ N}} \quad (64)$$

8.1.3 Kontrola šroubu na vzpěr

Suma sil ztěžujících šroub (66) v axiálním směru nesmí překročit maximální dovolené zatížení šroubu (65).

$$F_{a_{zat}} \leq F_{a_{max}} \quad (65)$$

$$F_{a_{zat}} = F_r + F_T + F_G + F_d \quad (66)$$

$$F_{a_{zat}} = 38000 + 234,8 + 7190,3 + 1560 = \underline{46985,1 \text{ N}}$$

$$\underline{46985,1 \leq 101331} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

8.1.4 Maximální dovolené otáčky

Maximální dovolené otáčky se kontrolují dle dvou faktorů, dle způsobu mazání a dle způsobu uložení a délky šroubu mezi uložení.

Maximální otáčky dle způsobu mazání

Pro mazání tukem se maximální dovolené otáčky vypočítají dle vztahu (67).

$$n_{max} = \frac{100000}{d_0} = \frac{100000}{50} = \underline{2000 \text{ min}^{-1}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (67)$$

Maximální otáčky dle způsobu uložení

Při výpočtu dle způsobu uložení nesmějí maximální dovolené otáčky kuličkového šroubu (69) překročit 80% otáček kritických. Výpočet kritických otáček dle vztahu (68).

- Koeficient uložení šroubu: $\lambda = 1,875$

$$n_{kr} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot \lambda^2}{2 \cdot \pi \cdot L_8^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot d_2^2}{12 \cdot \rho}} \quad (68)$$

$$n_{kr} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 1,875^2}{2 \cdot \pi \cdot 560^2} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 44^2}{12 \cdot 7850}} = \underline{7032,90 \text{ min}^{-1}}$$

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kr} = 0,8 \cdot 7032,90 = \underline{5626,32 \text{ min}^{-1}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (69)$$

8.1.5 Celková tuhost posuvu

Celková tuhost posuvu se skládá ze souhrnné tuhosti šroubu v tahu/tlaku a krutu, tuhosti spojení šroub – matice a tuhosti uložení šroubu.

Souhrnná tuhost šroubu:

Souhrnná tuhost šroubu (74) se vypočte jako převrácená hodnota součtu poddajnosti šroubu v krutu a tahu (72). Poddajnost šroubu v krutu se vypočte dle vztahu (70) a poddajnost šroubu v tahu dle vztahu (71).

$$c_{krut} = \frac{32 \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot L_8}{\pi \cdot d_0^4 \cdot G} = \frac{32 \cdot \left(\frac{10 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot 0,56}{\pi \cdot (50 \cdot 10^{-3})^4 \cdot 8,1 \cdot 10^4} =$$

$$= \underline{2,85 \cdot 10^{-5} \mu m \cdot N^{-1}} \quad (70)$$

$$c_{tah} = \frac{4 \cdot L_8}{\pi \cdot d_0^2 \cdot E} = \frac{4 \cdot 0,56}{\pi \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 5,1 \cdot 10^5} = \underline{1,36 \cdot 10^{-3} \mu m \cdot N^{-1}} \quad (71)$$

$$c_{max} = c_{krut} + c_{tah} = 2,85 \cdot 10^{-5} + 1,36 \cdot 10^{-3} = \underline{1,39 \cdot 10^{-3} \mu m \cdot N^{-1}} \quad (72)$$

$$k_1 = \frac{1}{c_{max}} = \frac{1}{1,39 \cdot 10^{-3}} = \underline{720,2 N \cdot \mu m^{-1}} \quad (73)$$

Tuhost matice:

Tuhost matice dle katalogu KSK Kuřim:

$$k_2 = R = \underline{1900 N \cdot \mu m^{-1}}$$

Tuhost ložiska:

Tuhost ložiska ZARF40115-L-TV dle katalogu INA:

$$k_3 = \underline{3800 N \cdot \mu m^{-1}}$$

Celková tuhost posuvu:

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}} = \frac{1}{\frac{1}{720,2} + \frac{1}{1900} + \frac{1}{3800}} = \underline{459,14 N \cdot \mu m^{-1}} \quad (74)$$

8.1.6 Vlastní frekvence posuvu

Celková tuhost podle (74) musí vyhovět vztahu pro vlastní frekvenci hmoty na pružině suportu. U malých a středních strojů požadujeme vlastní frekvenci vyšší než 50Hz. [3]

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_c}{m_z}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{459,14 \cdot 10^6}{780}} = \underline{122,1 \text{ Hz}} \quad (75)$$

$$\underline{122,1 \text{ Hz} > 50 \text{ Hz}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

8.1.7 Ztráta pohybu

U strojů s přímým odměřováním musí celková tuhost vyhovovat podmínce pro ztrátu pohybu vlivem pasivních odporů. [3]

$$v_t = \frac{2 \cdot F_T}{k_c} = \frac{2 \cdot 234,84}{459,14} = \underline{1,02 \mu m} \quad (76)$$

$$\underline{1,02 \mu m > 10 \mu m} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

8.2 Kontrola kuličkového šroubu osy Z3

Kontrola kuličkového šroubu osy Z3 a tuhosti jeho uložení byla provedena stejným způsobem jako pro šroub osy X3. Pro svoji rozsáhlost nebude výpočet dále uváděn. Dále jsou uvedeny pouze parametry kuličkového šroubu a a ložisek, ve kterých je šroub uložen. Postupnými výpočty bylo zjištěno, že šroub a jeho uložení vyhovují ve všech aspektech.

Parametry kuličkového šroubu s maticí pro osu Z3:

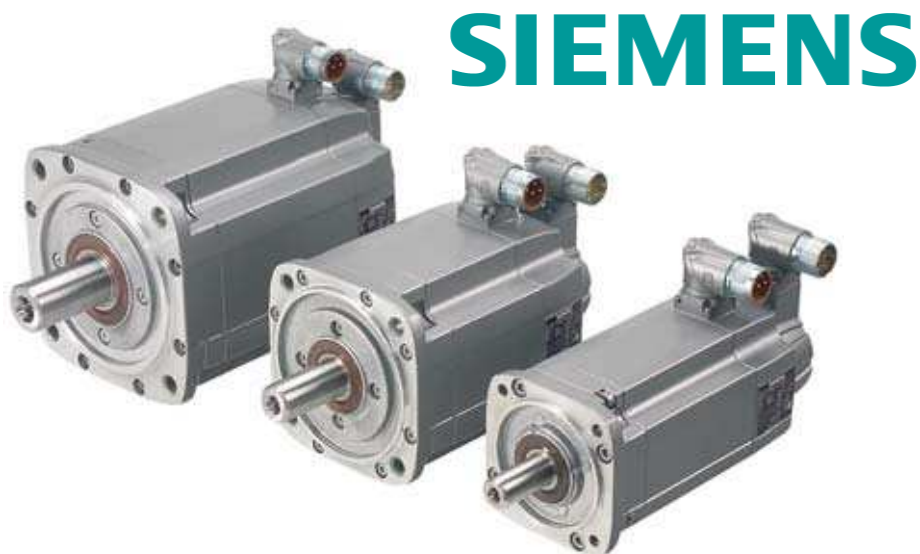
- | | |
|--------------------------------|-----------------------------|
| • Typ: | K 63x16 - 4/AP+A - 2 |
| • Jmenovitý průměr šroubu: | $d_0 = 63 \text{ mm}$ |
| • Stoupání šroubu: | $P = 16 \text{ mm}$ |
| • Malý průměr závitu šroubu: | $d_2 = 57 \text{ mm}$ |
| • Počet nosných závitů matice: | $i = 6$ |
| • Délka šroubu mezi uložení: | $L_8 = 3200 \text{ mm}$ |
| • Celková délka šroubu: | $L_s = 3360 \text{ mm}$ |

- Dynamická únosnost: $C_a = 109500 \text{ N}$
- Tuhost matice: $R = 2400 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$

Parametry ložisek pro uložení kuličkového šroubu osy Z3:

- Typ: **INA ZARN5090-L-TV**
 - Vnitřní průměr: $d = 50 \text{ mm}$
 - Vnější průměr: $D = 90 \text{ mm}$
 - Šířka: $B = 78 \text{ mm}$
 - Tuhost: $k_3 = 4800 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$
 - Třecí moment: $M_{Tl} = 2,2 \text{ Nm}$
 - Maximální dovolené otáčky: $n_{l \max} = 3600 \text{ min}^{-1}$
-
- Typ: **INA 6210-2RSR**
 - Vnitřní průměr: $d = 50 \text{ mm}$
 - Vnější průměr: $D = 90 \text{ mm}$
 - Šířka: $B = 20 \text{ mm}$
 - Maximální dovolené otáčky: $n_{l \max} = 4800 \text{ min}^{-1}$

9 Výpočet a kontrola motorů



Obr. 29 Synchronní servomotory Siemens 1FT7 [15]

9.1 Výpočet a kontrola motoru pro osu X3

Základní parametry pro návrh motoru osy X3:

Pro návrh motoru se použijí parametry, které vyplývají z požadavků na spodní suport z konstrukční studie viz kapitola 6.

- Maximální řezná síla: $F_r = F_{x1} = 38000 \text{ N}$
- Hmotnost suportu: $m_z = 780 \text{ kg}$
- Úhel sklonu suportu: $\alpha = 70^\circ$
- Rychlost rychloposuvu: $v_r = 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
- Zrychlení rychloposuvu: $a_r = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Pracovní zrychlení: $a_p = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Hustota materiálu: $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Tíhové zrychlení: $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

9.1.1 Převod mezi motorem a šroubem osy X3

Převod mezi motorem a šroubem vyjadřuje převodové číslo, které se vypočte poměrem průměru řemenice na motoru a řemenice na šroubu dle vztahu (77).

- Průměr řemenice na motoru: $d_{r1} = 70 \text{ mm}$
- Průměr řemenice na šroubu: $d_{r2} = 140 \text{ mm}$

$$K_{ms} = \frac{d_{r1}}{d_{r2}} = \frac{70}{140} = \underline{0,5} \quad (77)$$

9.1.2 Momenty setrvačnosti

Moment setrvačnosti šroubu:

$$J_s = \frac{\pi \cdot d_0^4 \cdot L_s}{32} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot 0,05^4 \cdot 0,675}{32} \cdot 7850 = \underline{3,25 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad (78)$$

Moment setrvačnosti zátěže:

$$J_z = m_z \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 780 \cdot \left(\frac{10 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \right)^2 = \underline{1,97 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad (79)$$

Moment setrvačnosti řemenic:

Velikosti řemenic vyplývají z konstrukční studie viz kapitola 6.

- Průměr řemenice na motoru: $d_{r1} = 70 \text{ mm}$
- Průměr řemenice na šroubu: $d_{r2} = 140 \text{ mm}$
- Šířka řemenice na motoru: $b_{r1} = 36 \text{ mm}$
- Rychlost rychloposuvu: $b_{r2} = 36 \text{ mm}$

$$J_{r1} = \frac{\pi \cdot d_{r1}^4 \cdot b_{r1}}{32} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot 0,07^4 \cdot 0,36}{32} \cdot 7850 = \underline{7,4 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad (80)$$

$$J_{r2} = \frac{\pi \cdot d_{r2}^4 \cdot b_{r2}}{32} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot 0,14^4 \cdot 0,36}{32} \cdot 7850 = \underline{1,18 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad (81)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na šroub:

$$J_{scred} = J_s + J_z + J_{r2} \quad (82)$$

$$J_{scred} = 3,25 \cdot 10^{-3} + 1,97 \cdot 10^{-3} + 1,97 \cdot 10^{-3} = \underline{17,02 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{mred} = J_{r1} + J_{scred} \cdot K_{ms}^2 \quad (83)$$

$$J_{mred} = 7,4 \cdot 10^{-4} + 17,02 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{70}{140} \right)^2 = \underline{5 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

9.1.3 Celkový třecí moment šroubu a jeho uložení

Celkový třecí moment šroubu se určí z pasivních odporů pohonu. Skládá se z momentu tření vedení, momentu tření uložení a momentu tření od předeprnuté matice.

Třecí moment vedení:

$$M_{Tv} = F_T \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 234,84 \cdot \left(\frac{10 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \right)^2 = \underline{0,37 \text{ Nm}} \quad (84)$$

Třecí moment uložení:

Kuličkový šroub je jednostranně uložený v radiálně axiálním ložisku INA ZARF40115- L-TV jehož katalogový moment tření je:

$$\underline{M_{Tl} = 2,5 \text{ Nm}}$$

Třecí moment předepnuté kuličkové matice:

Pro výpočet třecího momentu matice je třeba určit sílu od předepnutí této matice dle vztahu (85).

$$F_{pm} = 0,1 \cdot C_a = 0,1 \cdot 49000 = \underline{4900 \text{ N}} \quad (85)$$

$$\begin{aligned} M_{Tm} &= 0,014 \cdot F_{pm} \cdot \sqrt{d_0 \cdot P} = 0,014 \cdot 4900 \cdot \sqrt{0,05 \cdot 0,01} = \\ &= \underline{1,53 \text{ Nm}} \end{aligned} \quad (86)$$

Celkový třecí moment šroubu a jeho uložení:

$$M_{Tsc} = M_{Tv} + M_{Tl} + M_{Tm} = 0,37 + 2,5 + 1,53 = \underline{4,4 \text{ Nm}} \quad (87)$$

9.1.4 Klidový moment

Klidový moment je dán součtem celkového třecího momentu šroubu a momentu nevývažku.

Moment nevývažku:

$$\begin{aligned} M_{gs} &= m_z \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi} \\ M_{gs} &= 780 \cdot 9,81 \cdot \sin 70^\circ \cdot \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} = \underline{11,44 \text{ Nm}} \end{aligned} \quad (88)$$

Klidový moment:

$$M_{0s} = M_{gs} \pm M_{Tsc} = 11,44 + 4,4 = \underline{15,84 Nm} \quad (89)$$

9.1.5 Maximální statický pracovní moment

Maximální pracovní moment je dán součtem klidového momentu a momentu od řezné síly.

$$M_{ps} = M_{0s} + F_r \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi} = 15,84 + 38000 \cdot \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} = \underline{76,26 Nm} \quad (90)$$

9.1.6 Určení parametrů motoru

Při volbě velikosti motoru se musejí brát na zřetel tři základní parametry. Jsou to maximální otáčky motoru, moment setrvačnosti a trvalý točivý moment motoru.

Požadované otáčky motoru:

Hodnota maximálních otáček by měla vyhovovat podmínce maximálního využití maximálních otáček motoru (92). Nejprve je nutné vypočíst rychloposuvové otáčky šroubu (91).

$$n_r = \frac{v_r}{P} = \frac{20 \cdot 10^3}{10} = \underline{2000 min^{-1}} \quad (91)$$

$$n_m \geq \frac{n_r}{0,9 \cdot K_{ms}} \quad (92)$$

$$n_m \geq \frac{2000}{0,9 \cdot 0,5}$$

$$n_m \geq \underline{4445 min^{-1}}$$

Požadovaný moment setrvačnosti motoru:

Celkový moment setrvačnosti zátěže redukovaný na hřídel motoru (83) nesmí převyšovat moment setrvačnosti motoru. Proto velikost motoru a tedy i jeho moment setrvačnosti musí splňovat podmínku (93).

$$J_m \geq 0,8 \cdot J_{m_{red}} \quad (93)$$

$$J_m \geq 0,8 \cdot 5 \cdot 10^{-3}$$

$$\underline{J_m \geq 4 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Požadovaný trvalý moment motoru:

Požadovaný trvalý moment motoru musí splňovat tři podmínky. Celkové pasivní odpory redukované na hřídel motoru nesmí převýšit 20% až 40% trvalého momentu motoru, proto musí být splněna podmínka (94). Trvalý moment musí převyšovat klidový moment (95), jelikož je pohon tímto momentem zatěžován nepřetržitě. Pokud požadujeme, aby motor mohl být trvale zatěžován řeznou silou, je nutné splnit podmínku (96).

$$M_{trv} \geq 5 \cdot M_{Tsc} \cdot K_{ms} \quad (94)$$

$$M_{trv} \geq 5 \cdot 4,4 \cdot 0,5$$

$$\underline{M_{trv} \geq 11 \text{ Nm}}$$

$$M_{trv} \geq M_{0s} \cdot K_{ms} \quad (95)$$

$$M_{trv} \geq 15,84 \cdot 0,5$$

$$\underline{M_{trv} \geq 7,92 \text{ Nm}}$$

$$M_{trv} \geq M_{ps} \cdot K_{ms} \quad (96)$$

$$M_{trv} \geq 76,26 \cdot 0,5$$

$$\underline{M_{trv} \geq 38,13 \text{ Nm}}$$

9.1.7 Volba velikosti motoru

Jak již bylo řečeno v kapitole 6, motor bude vybrán od společnosti SIEMENS z řady 1FT7.

V důsledku nedostatečného prostoru pro uložení motoru, je třeba snížit podmínku pro požadovaný trvalý moment motoru (96) a tím i jeho velikost. Požadovaný trvalý moment se sníží vhodným omezením řezné síly.

Omezení řezné síly:

- Řezná síla omezená: $F_r = 20000 \text{ N}$

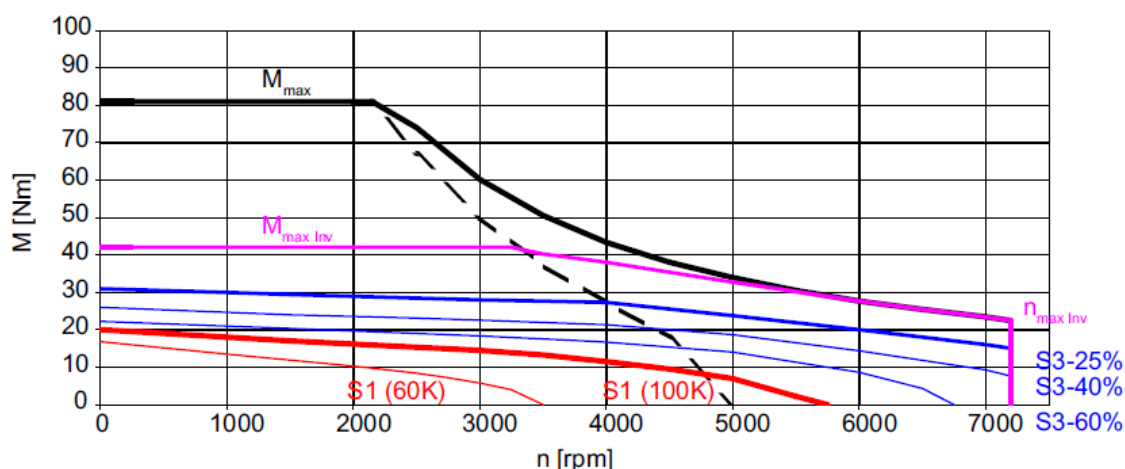
$$M_{trv} \geq M_{ps} \cdot K_{ms} \quad (97)$$

$$M_{ps} = M_{0s} + F_{ro} \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi} = 15,84 + 20000 \cdot \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} = \underline{47,67 \text{ Nm}}$$

$$M_{trv} \geq 47,67 \cdot 0,5$$

$$\underline{M_{trv} \geq 23,84 \text{ Nm}}$$

Dle určených požadovaných parametrů byl vybrán motor velikosti 1FT7084. Na obr. 29 je znázorněna momentová charakteristika motoru v závislosti na otáčkách způsobu zatěžování. Jelikož motor nebude při svém provozu neustále zatížen maximálním pracovním momentem, je možno uvažovat využití vyššího pracovního momentu, který odpovídá hodnotám mez křivkami pro přerušovaný provoz S3-60% a S3-40%. A proto je možno akceptovat podmínku (97).



Obr. 30 Momentová charakteristika motoru 1FT7084 v závislosti na otáčkách a způsobu zatěžování

Parametry motoru:

- Typ: **1FT7084-5AF70-1BH1**
- Otáčky: $n_m = 4500 \text{ min}^{-1}$
- Trvalý moment: $M_{trv} = 20 \text{ Nm}$
- Maximální moment: $M_{max} = 81 \text{ Nm}$
- Moment setrvačnosti: $J_m = 6,04 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Podrobnější parametry viz. příloha.

9.1.8 Kontrola zvoleného motoru**Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:**

$$J_{mc} = J_m + J_{m_{red}} = 6,04 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3} = \underline{11,04 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad (98)$$

Maximální zrychlení motoru při pracovních posuvech:

$$\varepsilon_p = \frac{a_p \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{1 \cdot 2 \cdot \pi}{10 \cdot 10^{-3}} = \underline{623,9 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}} \quad (99)$$

Maximální zrychlení motoru při rychloposuvech:

$$\varepsilon_r = \frac{a_r \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{2 \cdot 2 \cdot \pi}{10 \cdot 10^{-3}} = \underline{1257,9 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}} \quad (100)$$

Maximální dynamický moment motoru při pracovních posuvech:

Vypočtená hodnota maximálního dynamického momentu dle vztahu (101), by měla vyhovovat podmínce (102).

$$M_{dpm_{max}} = J_{mc} \cdot \varepsilon_p + M_{ps} \cdot K_{ms} \quad (101)$$

$$M_{dpm_{max}} = 11,04 \cdot 10^{-3} \cdot 623,9 + 47,67 \cdot 0,5 = \underline{30,72 \text{ Nm}}$$

$$M_{max} \geq 1,2 \cdot M_{dpm_{max}} \quad (102)$$

$$M_{max} \geq 1,2 \cdot 30,72$$

$$\underline{M_{max} \geq 36,86 \text{ Nm}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Maximální dynamický moment motoru při rychloposuvech:

Vypočtená hodnota maximálního dynamického momentu dle vztahu (103), by měla vyhovovat podmínce (104).

$$M_{drm_{max}} = J_{mc} \cdot \epsilon_r + M_{ps} \cdot K_{ms} \quad (103)$$

$$M_{drm_{max}} = 11,04 \cdot 10^{-3} \cdot 1257,9 + 47,67 \cdot 0,5 = \underline{37,72 \text{ Nm}}$$

$$M_{max} \geq 1,2 \cdot M_{drm_{max}} \quad (104)$$

$$M_{max} \geq 1,2 \cdot 37,72$$

$$\underline{M_{max} \geq 45,27 \text{ Nm}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

9.1.9 Návrh ozubeného řemenu

Pro přenos krouticího momentu mezi motorem a kuličkovým šroubem osy X3 je navržen ozubený řemen Gates PowerGrip – 880-88MGT3-30, řemen je délky 880 mm a šířky 30 mm. Návrh a výběr byl proveden pomocí webového nástroje na stránkách společnosti Gates (viz obr. 31). Z bezpečnostních důvodů je řemen předimenzován a zvolen větší šíře (30 mm), tento krok je snahou předejít prasknutí řemenu. Dalším krokem jak předcházet prasknutí řemenu je jeho včasná výměna, proto by měla být v návodu na obsluhu stroje výměna řemenu předepsána.

Návrh remenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Web by the Gates Corporation

VSTUP

Info. o pohonu		Hnací	Hnaný
Známy remen:	PowerGrip GT3 - 880-8MGT3 - 30.00 mm	4500.0	2000.0 +/-4%
Pomer otáček:	2.25 Do pomala	Prumer hřídele:	70 mm
Výkon motoru:	4.82		140 mm
Provozní faktor:	1.8		
Konstr. výkon:	8.68 kW	Kontrolovaná pouzdra:	Žádná
Středová vzdálenost:	255 mm +/-2%	Kontrolované remeny:	PowerGrip GT3

ZVOLENÝ POHON

Typ remene:	PowerGrip GT3 - 8M	Remen	Hnací	Hnaný
		Díl č.:	880-8MGT3-20	28-8M-20
		Produkt č.:	9356-50324	64-8M-20
Pomer otáček:	2.29 Do pomala	Horní sírka:	--	40.00 mm
Rychlost hnaná:	1968.8	Hmotnost převodu:	102 g	0 g
Nominální výkon:	21.84 kW	Obv. rychl. m/s:	16.8 m/s	16.5 m/s
Zatížení hřídele:	398 N	Otáčky za minutu:	1145.4	4500.0
		Pouzdro polozka č.:	--	1108
Středová vzdálenost:	251.8 mm	Říra:	--	9 mm - 28.6 mm
Instalační tolerance:	216.8 mm az 252.6 mm	Roztečný prumer:	--	71.30 mm
				14 mm - 50.8 mm
				163.0 mm

NAPETÍ

	Nový remen	Použitý remen	
Pruhyb na drážku/zebro:	4.95 mm	4.95 mm	Pokud plánujete demontáž použitých remenu, zmerte a zaznamenejte napětí před demontáží a napnete remen na puvodní napětí.
Síla v pruhybu na drážku/zebro:	23 az 25 N	18 az 20 N	
Sonic - meric napetí			
Frekvence remene:	84 az 88 Hz	71 az 75 Hz	

Obr. 31 Návrh ozubeného řemenu [20]

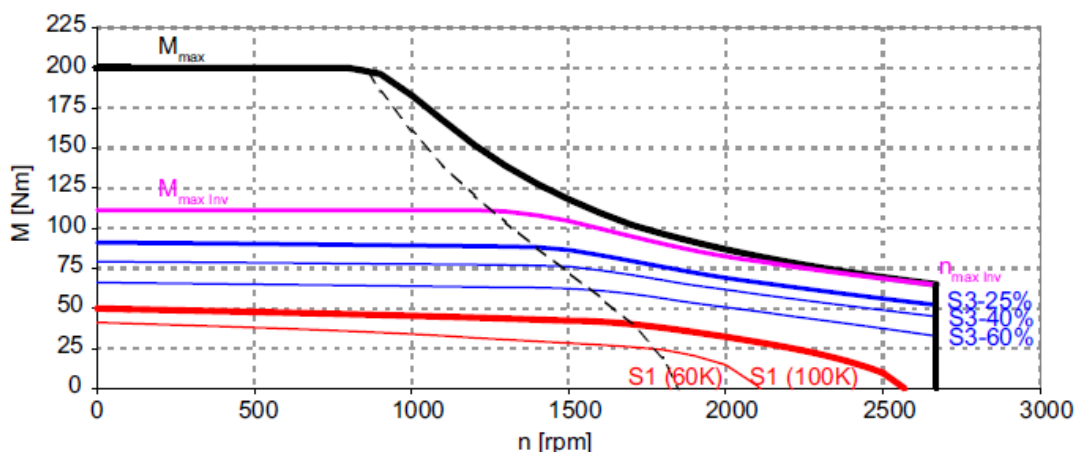
9.2 Kontrola motoru osy Z3

Pro osu Z3 je posuzován motor ze stávající konstrukce (viz kap 6). Jedná se o servomotor 1FT7105-8AB71, který je vybaven klidovou brzdou.

Postup výpočtů kontroly motoru osy Z3 je téměř totožný s postupem u osy X3, proto bude zjednodušen.

Parametry motoru:

- Typ: **1FT7105-8AB71-1MG1**
- Otáčky: $n_m = 1500 \text{ min}^{-1}$
- Trvalý moment: $M_{trv} = 50 \text{ Nm}$
- Maximální moment: $M_{max} = 200 \text{ Nm}$
- Moment setrvačnosti: $J_m = 20,6 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$



Obr. 32 Momentová charakteristika motoru 1FT7105-8AB71 v závislosti na otáčkách a způsobu zatěžování

Základní parametry pro návrh motoru osy Z3:

Pro návrh motoru se použijí parametry, které vyplývají z požadavků na spodní suport, stávající konstrukce a konstrukční studie viz kapitola 6.

- Maximální řezná síla: $F_r = 38000 \text{ N}$
- Hmotnost suportu: $m_z = 1160 \text{ kg}$
- Rychlost rychloposuvu: $v_r = 13 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
- Zrychlení rychloposuvu: $a_r = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Pracovní zrychlení: $a_p = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Hustota materiálu: $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Tíhové zrychlení: $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

9.2.1 Momenty setrvačnosti

Moment setrvačnosti šroubu:

$$J_s = \frac{\pi \cdot d_0^4 \cdot L_s}{32} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot 0,063^4 \cdot 3,36}{32} \cdot 7850 = \underline{40,80 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad (105)$$

Moment setrvačnosti zátěže:

$$J_z = m_z \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 1160 \cdot \left(\frac{16 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \right)^2 = \underline{7,54 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad (106)$$

Moment setrvačnosti spojky:

Motor je spojen s kuličkovým šroubem pomocí spojky RADEX NC 35 EK.

$$J_{sp} = \underline{1,15 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na šroub:

$$J_{scred} = J_s + J_z \quad (107)$$

$$J_{scred} = 40,80 \cdot 10^{-3} + 7,54 \cdot 10^{-3} = \underline{48,34 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{mred} = J_{scred} + J_{sp} \quad (108)$$

$$J_{mred} = 48,34 \cdot 10^{-3} + 1,15 \cdot 10^{-3} = \underline{49,49 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$\begin{aligned} J_{mc} &= J_m + J_{mred} = 20,6 \cdot 10^{-3} + 49,49 \cdot 10^{-3} = \\ &= \underline{70,09 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \end{aligned} \quad (109)$$

Podmínka pro moment setrvačnosti

Moment setrvačnosti motoru by měl převyšovat 80% (v krajním případě 30%) hodnoty momentu setrvačnosti redukovaného na hřídel motoru.

$$J_m \geq 0,3 \cdot J_{m_{red}} \quad (110)$$

$$J_m \geq 0,3 \cdot 49,49 \cdot 10^{-3}$$

$$\underline{J_m \geq 14,85 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Zvolený motor pro osu X3 vyhovuje ve všech případech.

9.2.2 Celkový třecí moment šroubu a jeho uložení

Třecí moment vedení:

$$M_{Tv} = F_T \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 416,94 \cdot \left(\frac{16 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \right)^2 = \underline{1,06 \text{ Nm}} \quad (111)$$

Třecí moment uložení:

Kuličkový šroub je na jedné straně uložený v radiálním ložisku INA 6210-2RSR, jehož třecí moment je zanedbatelný. Na straně druhé v axiálně-radiálním ložisku INA ZARN 50 90- L-TV jehož katalogový moment tření je:

$$\underline{M_{Tl} = 2,2 \text{ Nm}}$$

Třecí moment předeprnuté kuličkové matice:

$$F_{Pm} = 0,1 \cdot C_a = 0,1 \cdot 109500 = \underline{10950 \text{ N}} \quad (112)$$

$$M_{Tm} = 0,014 \cdot F_{Pm} \cdot \sqrt{d_0 \cdot P} \quad (113)$$

$$M_{Tm} = 0,014 \cdot 10950 \cdot \sqrt{0,063 \cdot 0,016} = \underline{4,87 \text{ Nm}}$$

Celkový třecí moment šroubu a jeho uložení:

$$M_{Tsc} = M_{Tv} + M_{Tl} + M_{Tm} = 1,06 + 2,2 + 4,87 = \underline{8,13 \text{ Nm}} \quad (114)$$

$$M_{trv} \geq 5 \cdot M_{Tsc} \quad (115)$$

$$M_{trv} \geq 5 \cdot 8,13$$

$$\underline{M_{trv} \geq 40,65 \text{ Nm}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

9.2.3 Klidový moment

$$M_{0s} = M_{gs} \pm M_{Tsc} = 0 + 8,13 = \underline{8,13 \text{ Nm}} \quad (116)$$

$$M_{trv} \geq M_{0s} \quad (117)$$

$$\underline{M_{trv} \geq 8,13 \text{ Nm}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

9.2.4 Maximální statický pracovní moment

$$M_{ps} = M_{0s} + F_r \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi} = 8,13 + 38000 \cdot \frac{16 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} = \underline{105,03 \text{ Nm}} \quad (118)$$

$$M_{trv} \geq M_{ps} \quad (119)$$

$$\underline{M_{trv} \not\geq 105,03 \text{ Nm}} \Rightarrow \text{nevyhovuje}$$

Z důvodu nevyhovujícího maximálního statického pracovního momentu je nutné omezit zatěžující řeznou sílu:

Omezení řezné síly:

- Řezná síla omezená: $F_r = 20000 \text{ N}$

Výpočet maximálního statického pracovního momentu pro omezenou řeznou sílu:

$$M_{ps} = M_{0s} + F_r \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi} = 8,13 + 20000 \cdot \frac{16 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} = \underline{59,03 \text{ Nm}} \quad (120)$$

$$M_{trv} \geq M_{ps} \quad (121)$$

$$\underline{M_{trv} \geq 59,03 \text{ Nm}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Jelikož motor nebude během svého provozu zatěžován neustále naplno, je možno uvažovat využití vyššího pracovního momentu a akceptovat podmínku (121). Z grafu viz obr. 32 je zřejmé, že moment pro přerušovaný provoz S3-60 % má hodnotu 60 Nm.

9.2.5 Maximální dynamické momenty

Maximální zrychlení motoru při pracovních posuvech:

$$\varepsilon_p = \frac{a_p \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{1 \cdot 2 \cdot \pi}{16 \cdot 10^{-3}} = \underline{392,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}} \quad (122)$$

Maximální zrychlení motoru při rychloposuvech:

$$\varepsilon_r = \frac{a_r \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{2 \cdot 2 \cdot \pi}{16 \cdot 10^{-3}} = \underline{785,4 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}} \quad (123)$$

Maximální dynamický moment motoru při pracovních posuvech:

$$M_{dpm_{max}} = J_{mc} \cdot \varepsilon_p + M_{ps} \quad (124)$$

$$M_{dpm_{max}} = 70,09 \cdot 10^{-3} \cdot 392,7 + 59,03 = \underline{86,55 \text{ Nm}}$$

$$M_{max} \geq 1,2 \cdot M_{dpm_{max}} \quad (125)$$

$$M_{max} \geq 1,2 \cdot 86,55$$

$$\underline{M_{max} \geq 103,87 \text{ Nm}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Maximální dynamický moment motoru při rychloposuvech:

$$M_{drm_{max}} = J_{mc} \cdot \varepsilon_r + M_{ps} \quad (126)$$

$$M_{drm_{max}} = 70,09 \cdot 10^{-3} \cdot 785,4 + 59,03 = \underline{114,08 \text{ Nm}}$$

$$M_{max} \geq 1,2 \cdot M_{drm_{max}} \quad (127)$$

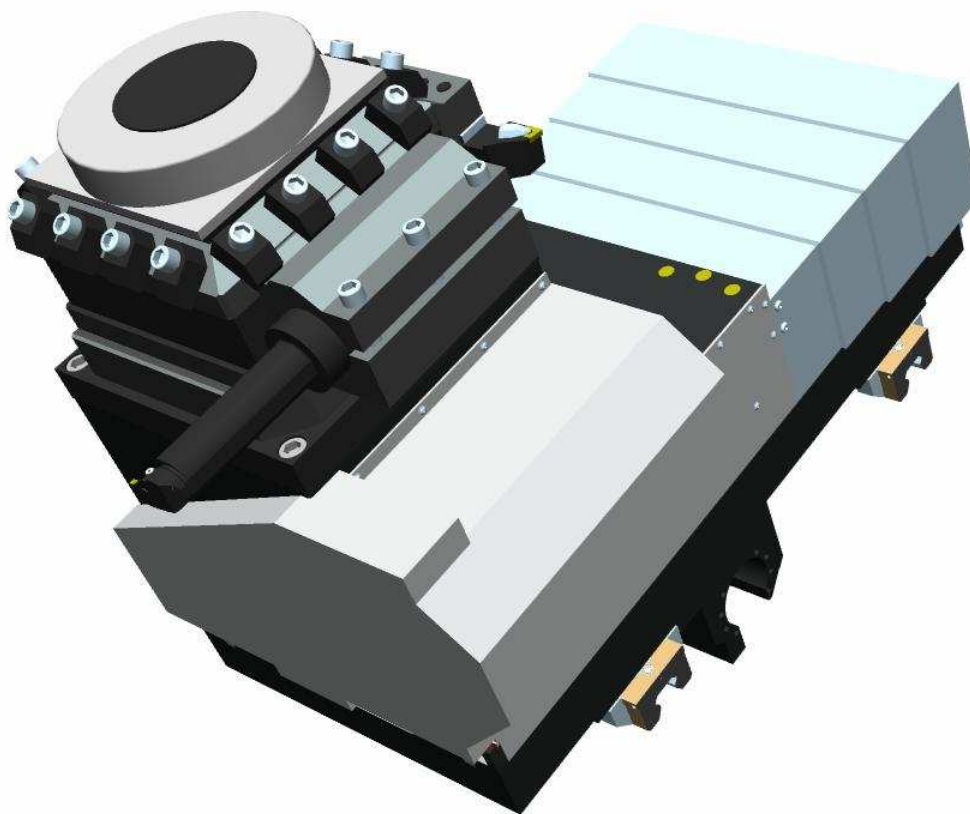
$$M_{max} \geq 1,2 \cdot 113,53$$

$$\underline{M_{max} \geq 136,89 \text{ Nm}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

10 Konstrukce spodního suportu s nástrojovou hlavou

Na základě konstrukční studie (viz kapitola 6) byly stanoveny základní rozměry spodního suportu. Byly vybrány vhodné komponenty, které byly ověřeny následnými výpočty. Díky těmto krokům bylo možno začít s tvorbou 3D modelu.

Konstrukce spodního suportu je vytvořena v prostředí 3D softwaru ProEngineer. Na obr. 33 je ukázka výsledného modelu spodního suportu.

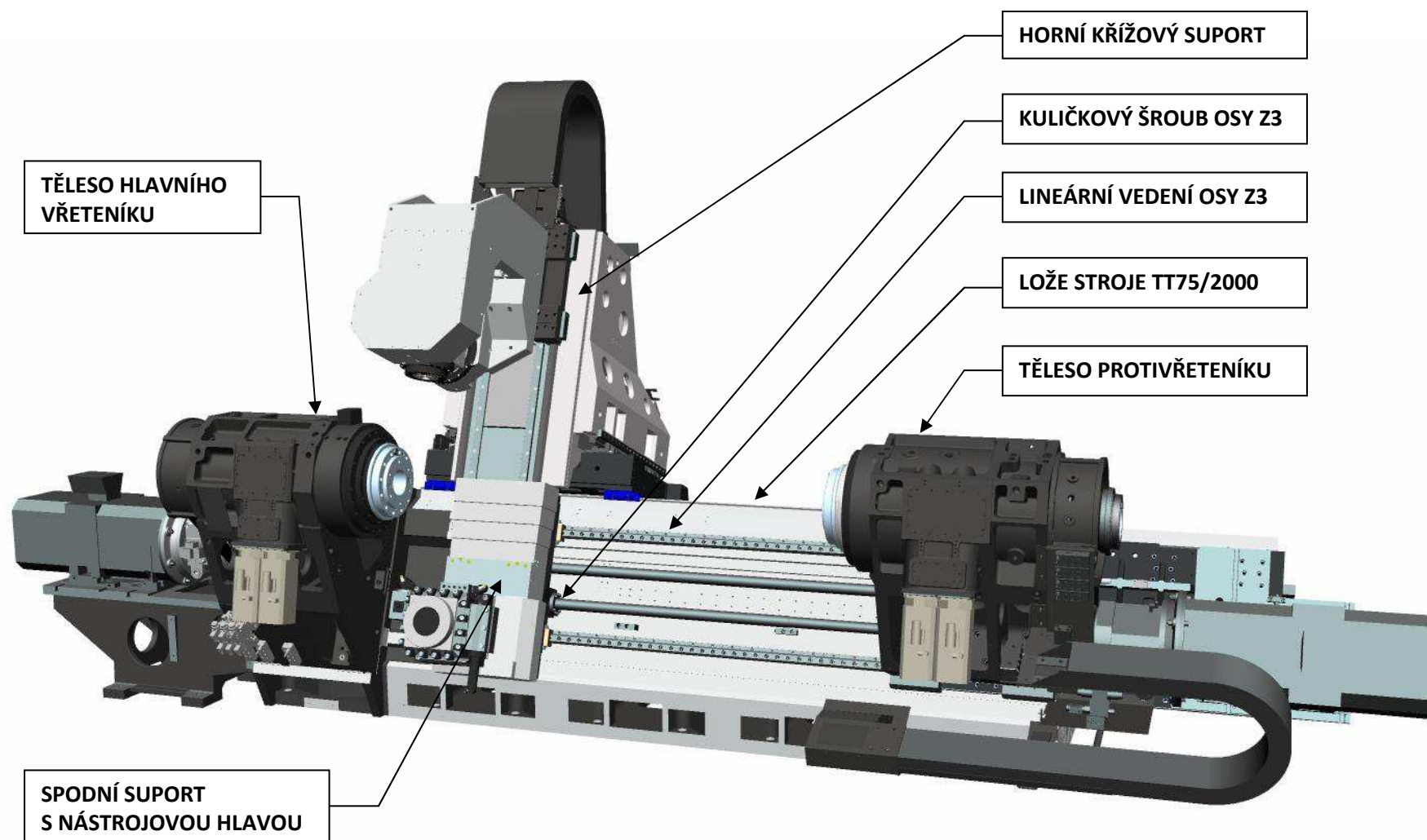


Obr. 33 Těleso spodního suportu

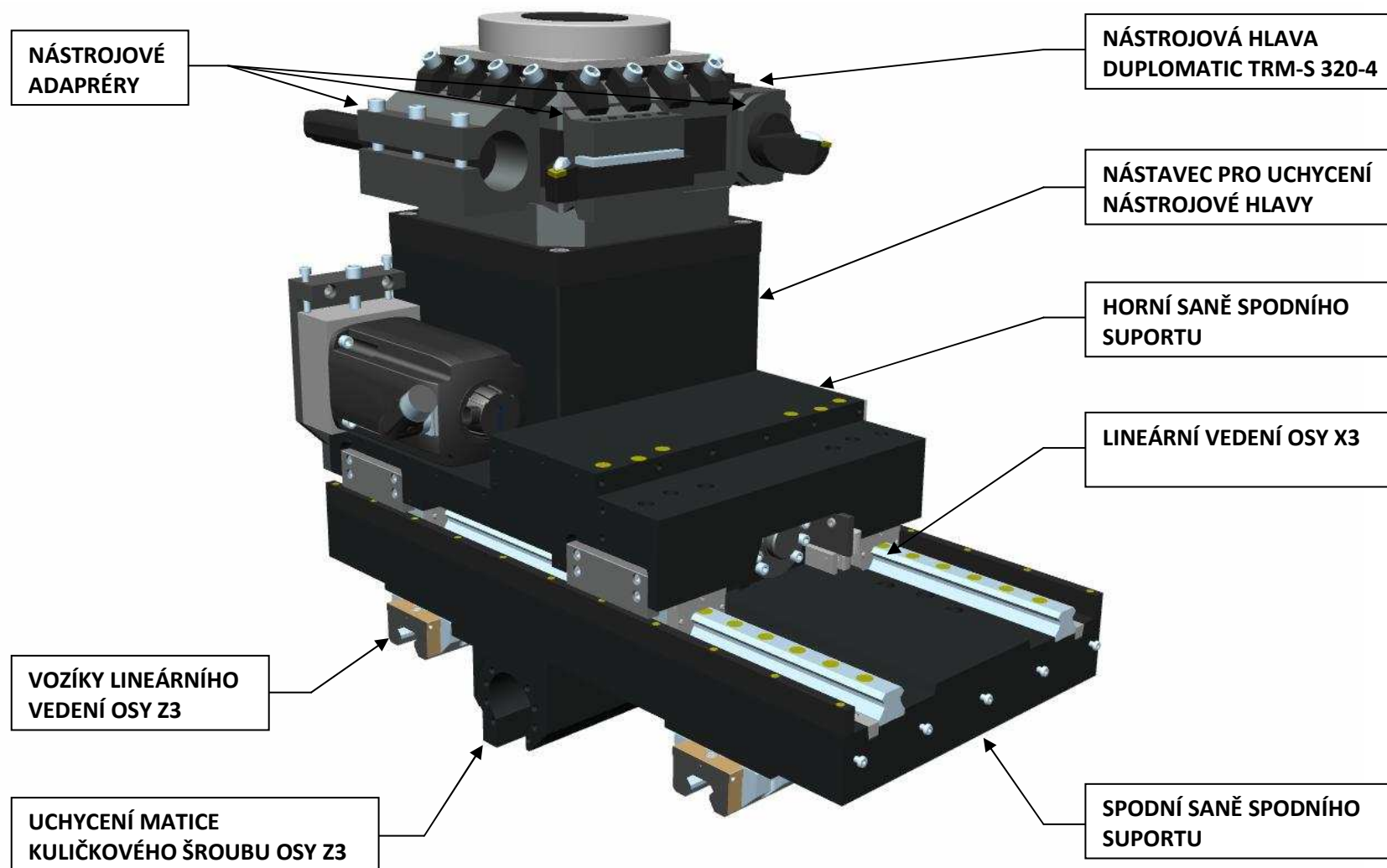
10.1 Popis konstrukce spodního suportu

Konstrukce spodního křížového suportu se skládá ze dvou hlavních stavebních bloků. Jedná se o těleso spodních saní, na kterém je usazeno těleso horních saní. Na tělese horních saní je pomocí nástavce upevněna nástrojová hlava (viz obr. 35).

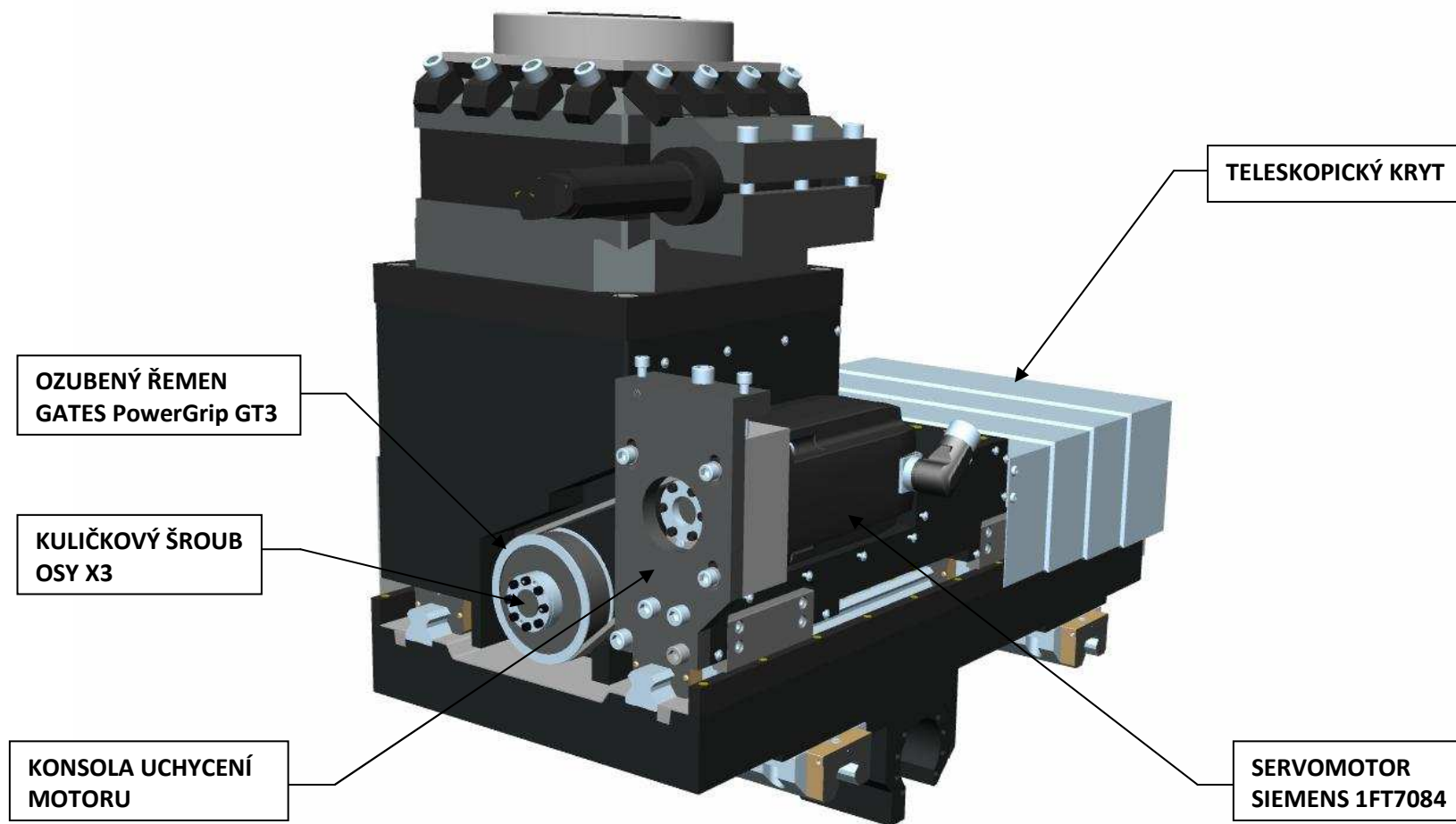
Těleso spodních saní spolu s horními saněmi a nástrojovou hlavou vykonává podélný posuv v ose Z3. Těleso horních saní spolu s nástrojovou hlavou vykonává příčný posuv v ose X3.



Obr. 34 Stroj TT75/2000 osazený spodním suportem s nástrojovou hlavou



Obr. 35 Popis hlavních prvků spodního suportu

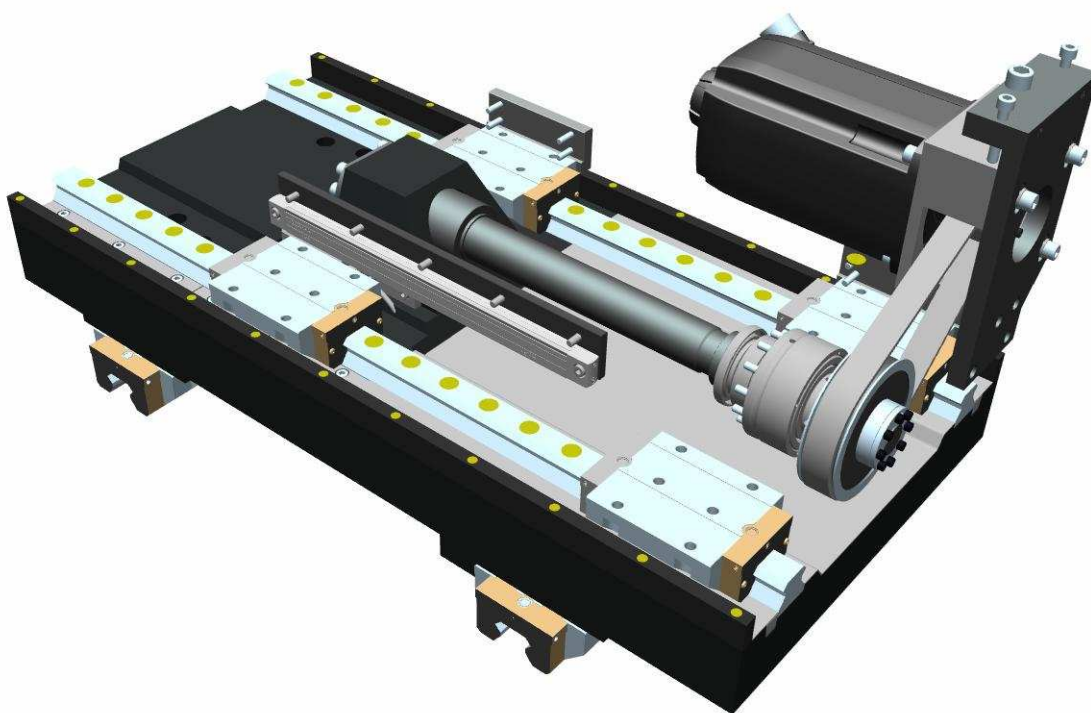


Obr. 36 Popis hlavních prvků spodního suportu

10.1.1 Spodní saně spodního suportu

Těleso spodních saní je navrženo jako odlitek z šedé litiny, na kterém jsou přesně obrobena plochy pro uložení matic kuličkových šroubů, kolejnic a vozíků lineárního vedení.

Na tělese spodních saní jsou upevněny matice kuličkových šroubů obou posuvových os. Ze spodní strany je upevněna matice šroubu a vozíky lineárního vedení osy Z3. Na horní straně je pak matice šroubu a kolejnice vedení osy X3. Styková tuhost mezi kolejnicemi a saněmi je zajištěna pomocí klínových příložek.

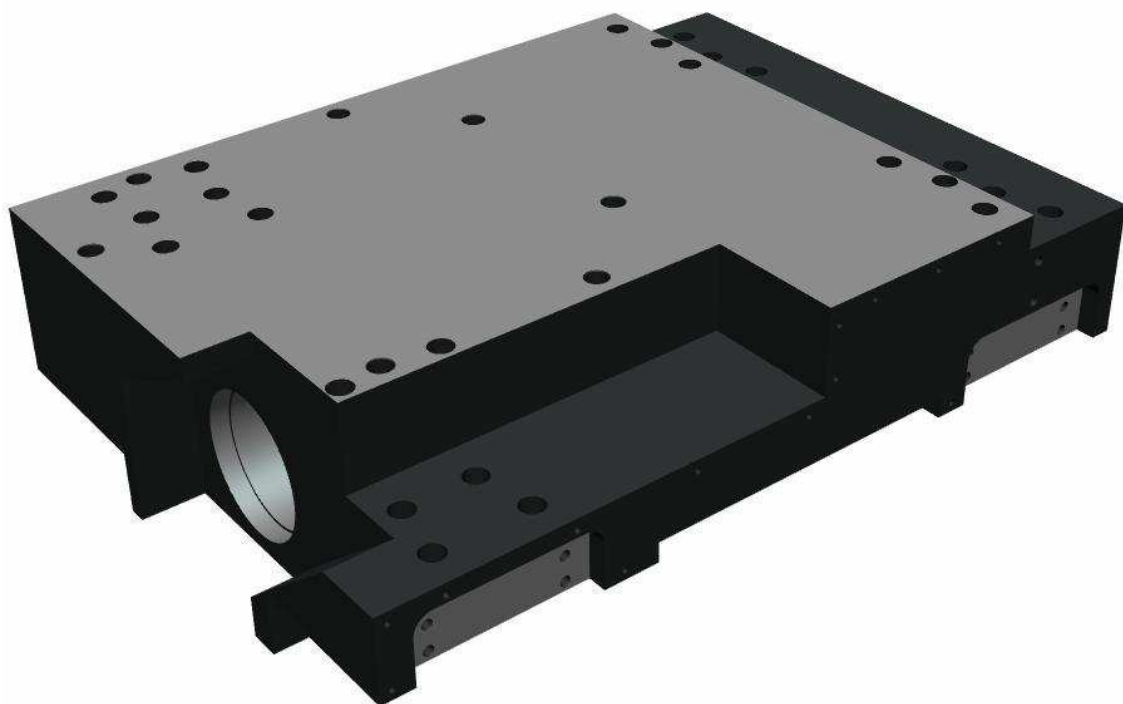


Obr. 37 Spodní saně spodního suportu

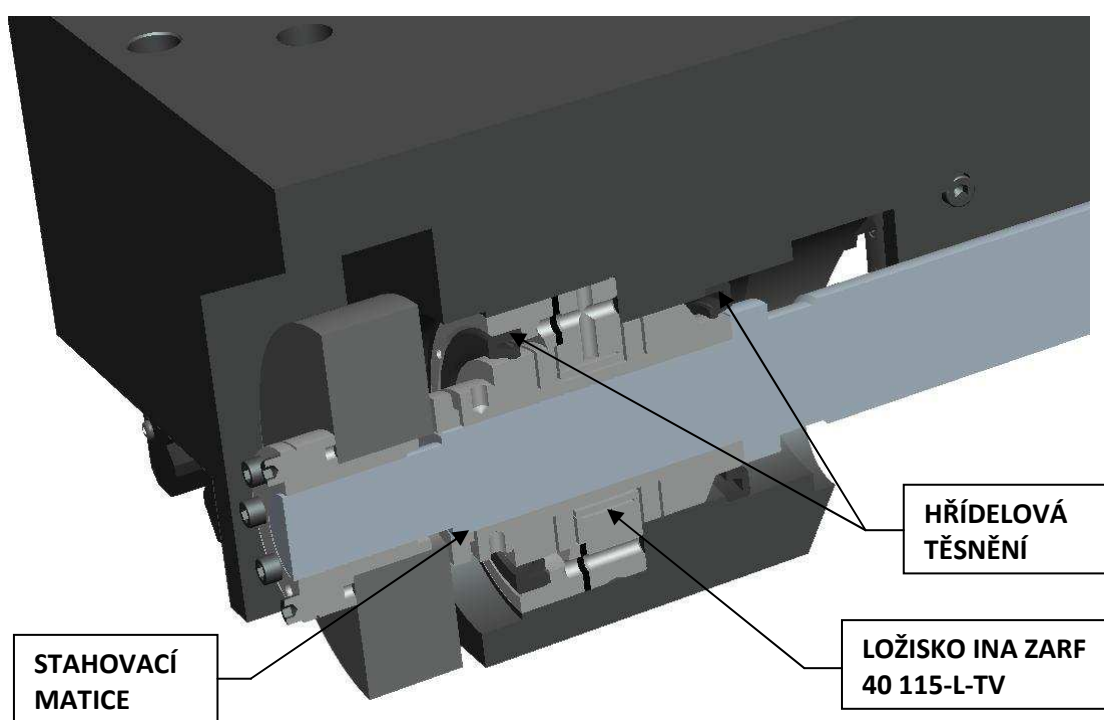
10.1.2 Horní saně spodního suportu

Těleso horních saní je také navrženo jako odlitek z šedé litiny, který je následně opracováván. Výkres tělesa horních saní viz příloha č. 2.

V tělese horních saní je uložen kuličkový šroub osy X3 (viz obr. 39). Ze spodní strany saní jsou upevněny vozíky vedení osy X3. Na horní ploše je usazen nástavec, pomocí kterého je k horním saním připevněna nástrojová hlava (viz obr. 35).



Obr. 38 Těleso horních saní spodního suportu



Obr. 39 Detail uložení kuličkového šroubu osy X3

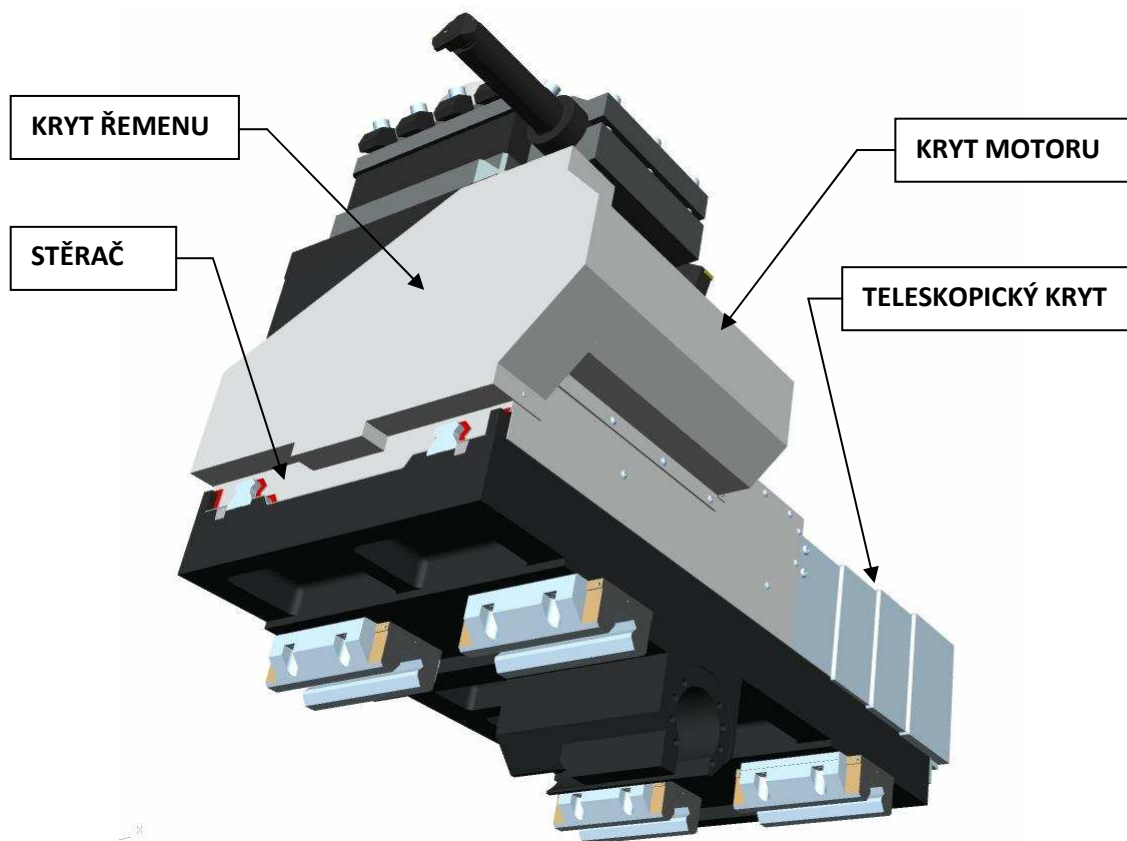
10.1.3 Pohony

Pohyb spodního suportu v řízených osách Z3 a X3 je zajištěn pomocí kuličkových šroubů (návrh kuličkových šroubů viz kapitola 8). Suporty se vůči sobě pohybují po lineárním vedení s valivými hnízdy (návrh lineárního vedení viz kapitola 7). Pohon kuličkových šroubů zajišťují servomotory (návrh servomotorů viz kapitola 9). Přenos krouticího momentu od servomotoru na kuličkový šroub je v ose Z3 zajištěn pomocí pružné spojky, v ose X3 pomocí ozubeného řemenu (viz obr. 36, 37).

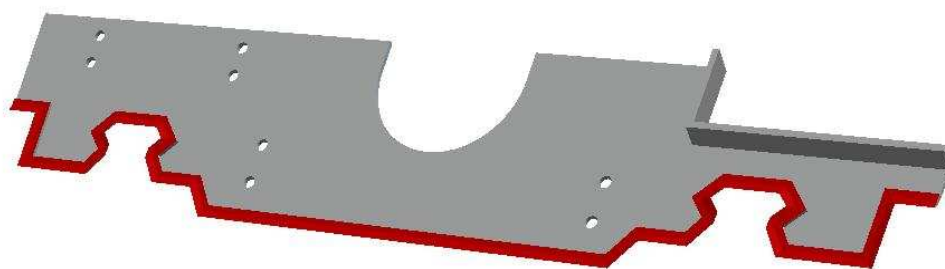
Motor osy X3 je upevněn k horním saním spodního suportu pomocí konsoly, která umožňuje snadné napnutí řemene (viz obr. 36).

10.1.4 Krytování

Krytí vedení a kuličkového šroubu osy Z3 je řešeno teleskopickými kryty ze stávající konstrukce. Horní část vedení osy X3 je kryta teleskopickým krytem (viz obr. 36, 40), spodní část je stírána spolu s plochou spodních saní pomocí stěrače (viz obr. 40). Kuličkový šroub osy X3 je chráněn tělesem horních saní.



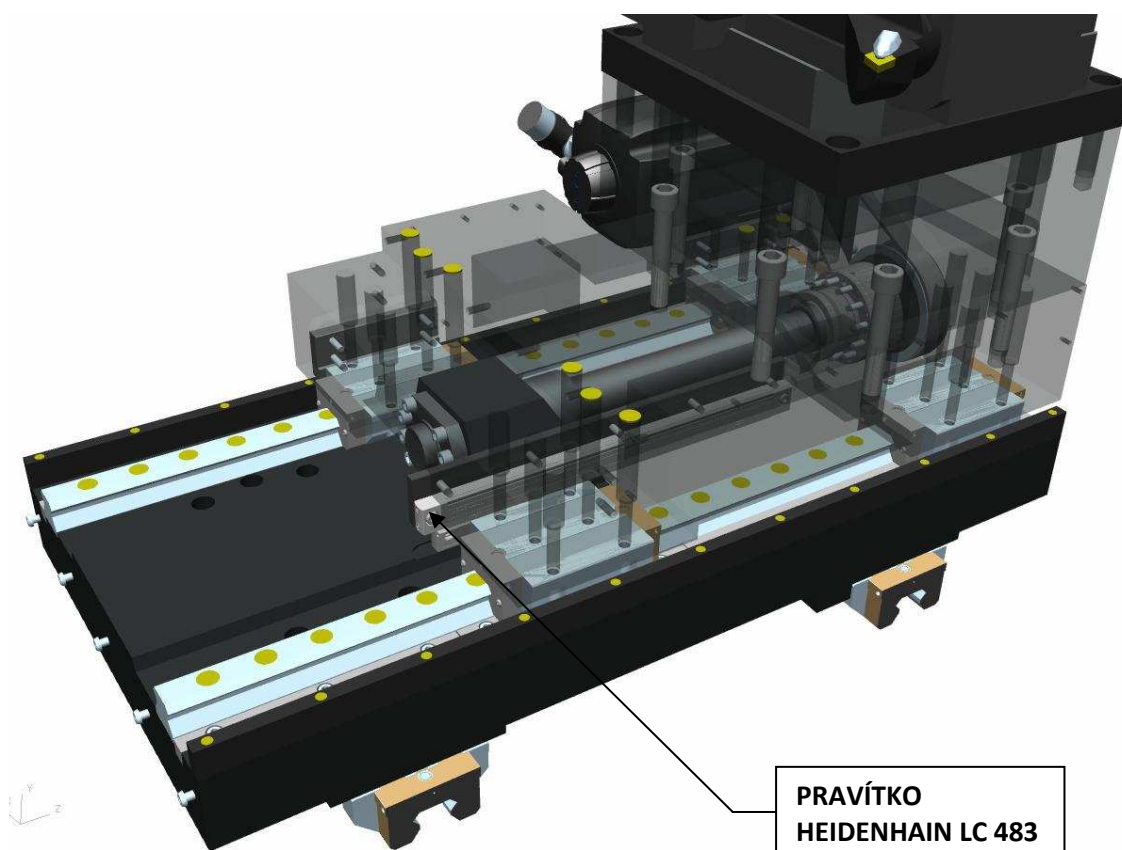
Obr. 40 Kryty spodního suportu



Obr. 41 Stěrač zadní části vedení

10.1.5 Odměřování

Odměřování polohy řízené osy X3 je zajištěno pomocí absolutního pravítka Heidenhain LC 483 EnDat 2.2 délky 320 mm. Pravítko je umístěno v bezprostřední blízkosti kuličkového šroubu, jezdec je přichycen na spodních saních, pravítko na horních saních spodního suportu (viz obr. 37, 42). Jeho uchycení je navrženo tak, že po demontáži části vnějších krytů je možná jeho bezproblémová demontáž a následná výměna.



Obr. 42 Průhled horními saněmi

10.2 Zhodnocení konstrukčního návrhu spodního suportu

Je možno říci, že konstrukční proces byl přes všechny úskalí s ním spojené úspěšný. Podařilo se navrhout kompaktní celek spodního suportu s nástrojovou hlavou, který zapadá do koncepce stroje TT75.

Komponenty pro spodní suport byly voleny od stejných výrobců a ze stejných řad jako jsou komponenty ve stávající konstrukci stroje. Volba komponent je zdůvodněna viz kapitola 6.

Během konstrukční studie, návrhů a výpočtů prvků byly stanoveny parametry spodního suportu s nástrojovou hlavou. Bylo provedeno omezení maximálního točného respektive maximálního soustruženého průměru obrobku. Parametry spodního suportu s nástrojovou hlavou viz tabulka 9.

Maximální průměr obrobku (soustružený)	680 mm
Maximální zdvih v ose X3	300 mm
Maximální zdvih v ose Z3	1250 mm
Rychlost rychloposuvu	20 m.min ⁻¹
Zrychlení rychloposuvu	2 m.s ⁻²
Zrychlení pracovní	1 m.s ⁻²
Maximální řezná síla v ose X3	20 000 N
Maximální řezná síla v ose Y3	20 000 N
Maximální řezná síla v ose Z3	20 000 N
Velkost nástrojové hlavy	320 mm

Tab. 9 Přehled parametrů spodního suportu s nástrojovou hlavou

11 Závěr

V rámci této práce byl proveden konstrukční návrh spodního suportu s nástrojovou hlavou pro multifunkční soustružnické centrum TT75 a byl vytvořen jeho 3D model.

Suport a jeho komponenty byly navrhovány pro délkovou variantu stroje 2000 mm. Vhodná velikost nástrojové hlavy pro spodní suport, s parametry odpovídajícími danému použití, byla vybrána na základě konstrukční studie. Byl proveden návrh a výpočet lineárního vedení, kuličkových šroubů a jejich uložení, pro řízené osy suportu X3 a Z3. Pro osu X3 byl na základě výpočtů navržen a vybrán vhodný servomotor, pro osu Z3 byl posouzen servomotor ze stávající konstrukce.

Spodní suport byl navržen jako modulární prvek, který zapadá do stavebnicové struktury stroje TT75. Při osazení stroje spodním suportem s nástrojovou hlavou je možno dosáhnout zvýšení celkové produktivity, zvýšení technických parametrů, snížení strojních časů obrábění a rozšíření multifunkčních vlastností stroje. Dalším přínosem je zvýšení atraktivity stroje pro zákazníky, konkurenceschopnosti a tím i celkové prodejnosti stroje.

Seznam použité literatury

- [1] Marek, J: *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. MM publishing, s.r.o., 2010. 421s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [2] Houška, J. a kol.: *Kontrola přesnosti obráběcích strojů*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985. 288s.
- [3] Skalla, J.: *Návrh a dimenzování polohových servomechanismů obráběcích strojů*. Habilitační práce. Technická univerzita v Liberci, 1995. 85s.
- [4] Souček, P.: *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. 210s.
- [5] *TRM-S series 20*. Italy: DUPLOMATIC AUTOMATION, 2009. 18s.
- [6] *Head-type tool turret 0.5.320.0.xx*. Germany: Sauter Feinmechanic GmbH, 2008. 27s.
- [7] *Electro-mechanical turrets TypeTAN*. Italy: Baruffaldi, 2003. 24s.
- [8] *Kuličkové šrouby Kuřim*. Česká republika: KSK Kuřim, 2010. 46s.
- [9] *Linear Guyance systems*. Germany: INA Lineartechnik oHG, 1998. 378s.
- [10] *Servomotors*. Germany: Siemens AG, 2011. 118s.
- [11] *Linear encoders*. Germany: Heidenhain, 2010. 55s.
- [12] WFL: *Technical data – M60, M60-G, M65 Millturn*. Poslední aktualizace 2.5.2010 [cit. 2011-05-17] Dostupné z WWW:
<http://www.wfl.at/Products/Millturns/MillturnsM60M60GM65?sc_lang=en>
- [13] Misan: *Mazak-produkty*. Poslední aktualizace 2.5.2010 [cit. 2011-05-17] Dostupné z WWW:
<<http://www.misan.cz/mazak/obsah-kategorie/mazak/produkty/>>
- [14] Ciessetrade: *Automatické revolverové hlavy elektromechanické, s řízeným servomotorem nebo přímým motorem*. Poslední aktualizace 4.11.2010 [cit. 2011-01-23] Dostupné z WWW:
<<http://www.ciessetrade.cz/DUPLOMATIC/Automaticke-revolverove-hlavy>>

- [15] Siemens: *Synchronní servomotory siemens*. Poslední aktualizace 1.11.2007 [cit. 2011-04-09] Dostupné z WWW:
<<http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=918d1c628c&ctxp=home>>
- [16] Imte: *Tool holder static*. Poslední aktualizace 15.3.2011 [cit. 2011-05-15]
Dostupné z WWW:
<http://www.imte.ca/cat_top1/L10000002-tool_holder_static.html>
- [17] Schaffler CZ: *Vedení s profilovými lištami*. Poslední aktualizace 17.02.2011 [cit. 2011-04-04] Dostupné z WWW:
<http://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products/productinformation/linear_products/index.jsp>
- [18] Schaffler CZ: *Axiálně-radiální válečková ložiska*. Poslední aktualizace 17.02.2011 [cit. 2011-04-04] Dostupné z WWW:
<http://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/branches/industry/productronic/productronic_product_range/screw_drive/zarf/zarf.jsp>
- [19] Hennlich: *Tvarové stěráky*. Poslední aktualizace 02.09.2010 [cit. 2011-05-12]
Dostupné z WWW:
<<http://www.hennlich.cz/produkty/krytovani-stroju-steraky-tvarovane-steraky-1913.html>>
- [20] Gates: *Design flex*. Poslední aktualizace 15.02.2011 [cit. 2011-05-15] Dostupné z WWW:
<<http://www.gates.com/dfproweb/index.cfm>>

Seznam příloh

Příloha č.1

Doplňující obrázky ke kapitole 10

Obr. 1 Stroj TT75/2000 osazený spodním suportem s nástrojovou hlavou

Obr. 2 Pohled na spodní suport

Obr. 3 Průhled spodním suportem

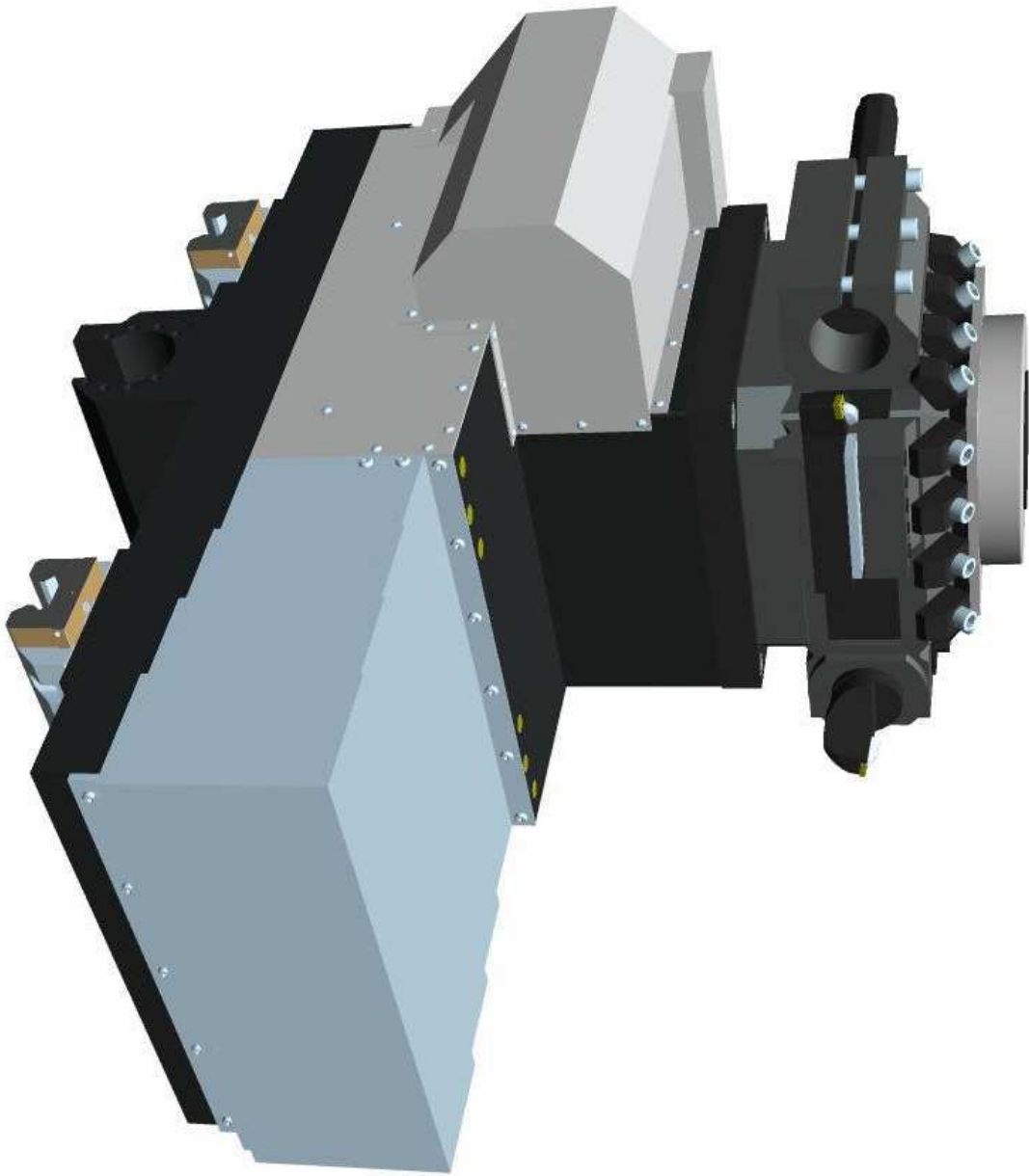
Příloha č.2

Výrobní výkres spodních saní spodního suportu

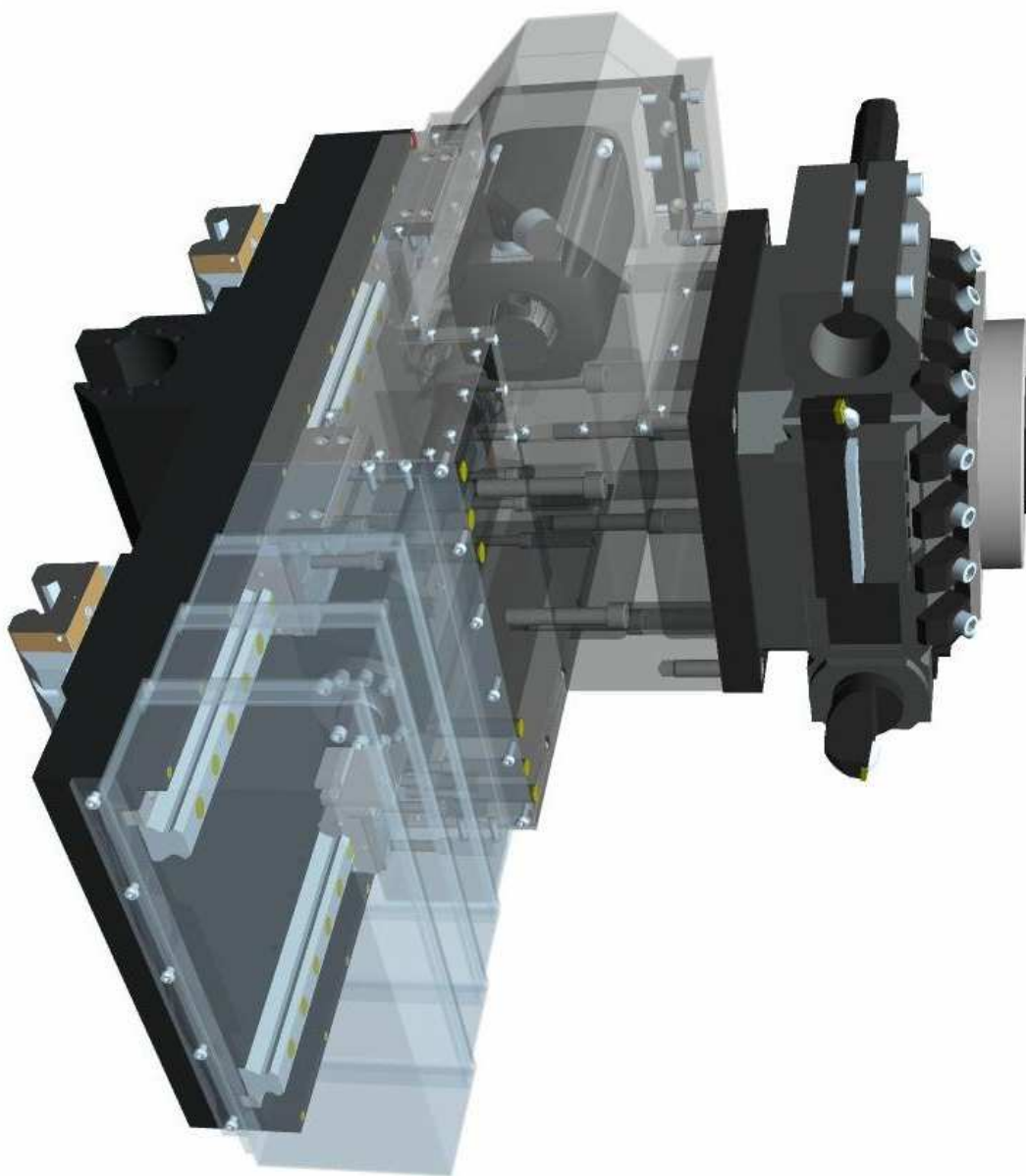
Číslo výkresu: 1 – KVS – VS – 218 – 01 – 01



Obr. 1



Obr. 2



Obr. 3